

VŠB -Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2009

Oto Gerža

VŠB -Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh elektropohonu jízdního kola

Design of an Electrical Driving Unit for a Bicycle

Student: Bc. Oto Gerža
Vedoucí diplomové práce: prof. Dr. Ing. Miloš Němček

Ostrava 2009



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Návrh elektropohonu jízdního kola

Design of an Electrical Driving Unit for a Bicycle

Student:	Bc. Oto Gerža
Studijní obor:	3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace:	3909T001-40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Pracoviště:	Katedra částí a mechanismů strojů – 347

Zásady pro zpracování:

1. Navrhněte elektropohon pro jízdní kolo. Poháněné bude přední kolo, pohon včetně 12 V akumulátoru bude uložen na nosiči před řídítky.
2. Zvolte vhodný typ elektromotoru, akumulátoru, navrhněte vhodnou redukční převodovku pro snížení otáček a řetězový pohon předního kola.
3. Regulace otáček a elektročást nemusí být součástí práce.
4. Proved'te všechny potřebné geometrické, kinematické a pevnostní kontroly, včetně posouzení únosnosti stávajícího rámu kola. Rovněž vypočtete dojezd na horizontální trati a maximální stoupavost při motorickém pohonu.
5. Proved'te rešerši předpisů upravujících provoz motokol v silničním provozu.

Pokyny pro zpracování:

Rozsah práce: cca 60 stran textu mimo přílohy.

Sestava zařízení a výrobní výkresy všech řetězek a ozubených kol.

Seznam doporučené literatury:

BOHÁČEK, F. A KOL.: *Části a mechanismy strojů I, II*. ES VUT Brno, 1990.

BOLEK, A., KOCHMAN, J.: *Části strojů I, 2*. SNTL Praha, 1989.

BRÁT, V.: *Příručka kinematiky s příklady*. SNTL Praha, 1976.

DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení – spojovací části strojů*. Montanex, a.s. Ostrava, 2000.

NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z ČaMS Spoje*. Druhé vydání. VŠB-TU Ostrava, 2008.

Vedoucí diplomové práce:

prof. Dr. Ing. Miloš Němček


Datum zadání diplomové práce:

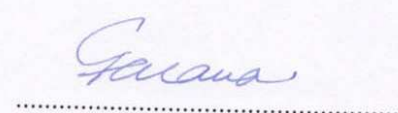
21. listopadu 2008

Akademický rok:

2008/2009




.....
prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry


.....
prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan

V Ostravě dne 21. listopadu 2008

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci, včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....10. 5. 2009

podpis studenta.....

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užitím díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školního představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB- TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB- TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB- TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB- TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB- TUO, která je oprávněná v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB- TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č.111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě.....

.....
Podpis studenta

Adresa:
Rokytnice 228
Vsetín 755 01
755 01

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce prof. Dr. Ing. Miloši Němčkovi za jeho trpělivost, čas a ochotu poskytnout mi cenné rady a připomínky v celém průběhu vypracování diplomové práce. Také chci poděkovat panu ing. Dušanu Šimkovi, Janu Geržovi za jejich práci a pomoc při zkonstruování pohonu elektrokola.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

GERŽA OTO. Návrh elektropohonu jízdního kola

Ostrava: katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita

Ostrava, 2009. Diplomová práce, vedoucí prof. Dr. Ing. Miloš Němček

Tato diplomová práce se zaměřuje na návrh a konstrukci vlastního řešení elektrokola, které vyvine předem stanovenou rychlost. V úvodu této práce popisují dosavadní principy a řešení jízdních kol poháněných elektromotorem. Následně pak provádím svůj vlastní návrh pohonné jednotky. Na daném elektrokole je hnané přední kolo pomocí řetězového převodu.

Pevnostní výpočty vycházejí z vypočítané hnací síly potřebné pro danou rychlost. Pro zvolený návrh jsem zpětně pevnostně zkontroloval již hotový první prototyp postaveného elektrokola. Pro jednotlivé nejdůležitější součásti, které pevnostně nebyly správně navrženy, byly navrženy alternativní řešení. Pro zvolený střídavý elektromotor s danou mechanickou charakteristikou byl zvolen převodový poměr na hnacím řetězu s dvoustupňovou planetovou převodovkou.

ANNOTATION OF A MASTER THESIS

OTO GERŽA. A design of an electric propulsive device for a bicycle

Ostrava: Department of Machine Parts and Mechanisms, Faculty of Mechanical Engineering of the VŠB-Technical University Ostrava, 2009.

Master Thesis Director: Prof. Dr. Ing. Miloš Němček

This thesis is devoted to the design and building of a proprietary electric bicycle, which is able to develop a preset velocity. In the opening part of the thesis, I describe the existing principles and the design solutions used on the bicycles driven by an electric motor.

Following that survey, I propose my own design solution of a propulsive unit.

On the electric bicycle concerned the front wheel is driven by a roller chain transmission. The stress analysis is based on the calculated driving power needed for the mooted velocity of travel. For the proposal chosen, I have re-checked/calculated the already-built first prototype of the electric bicycle. For individual major assemblies that lacked the necessary strength properties, alternative solutions were found. According to the mechanical characteristics of the AC-motor, the transmission ratio at the roller chain driving a two-speed planetary gearbox was selected.

OBSAH

1. ÚVOD.....	1
2. DRUHY A ZPŮSOBY POHONŮ NA ELEKTROKOLO.....	2
3. VÝPOČET POTŘEBNÉ HNACÍ SÍLY PRO KOLO.....	3
3.1 URČENÍ NORMÁLOVÝCH SIL OD PŘEDNÍHO A ZADNÍHO KOLA.....	3
3.2 AERODYNAMICKÝ ODPOR JEZDCE A JÍZDNÍHO KOLA.....	3
3.3 VÝPOČET TŘECÍHO MOMENTU LOŽISEK.....	4
4. PŘEPOČÍTÁNÍ HNACÍ SÍLY ZPĚTNĚ NA PEDÁL KOLA.....	8
5. VÝPOČET MOMENTU POTŘEBNÉHO NA VÝSTUPU PŘEVODOVKY.....	10
6. NÁVRH A VÝPOČET PLANETOVÉ PŘEVODOVKY.....	12
6.1 VÝPOČET PŘEVODOVÉHO POMĚRU POUŽITÉ PLANETOVÉ PŘEVODOVKY.....	12
6.2 VOLBA ELEKTROMOTORU.....	14
7. NÁVRH A VÝPOČET VLASTNÍ PŘEVODOVKY.....	16
7.1 NÁVRH GEOMETRIE OZUBENÝCH KOL.....	16
7.2 PEVNOSTNÍ VÝPOČET DLE NORMY ČSN 01 4686.....	19
7.3 VÝPOČET PRVNÍHO STUPNĚ	19
7.4 VÝPOČET DRUHÉHO STUPNĚ	23
8. NÁVRH A VÝPOČET ŘETĚZOVÉHO PŘEVODU	28
8.1 VOLBA TYPU ŘETĚZU.....	28
9. KONTROLA UNÁŠEČE PASTORKU PRO ŘETĚZOVÉ KOLO.....	32
9.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA UNÁŠEČE PRO PŘENOS DANÉHO MOMENTU.....	32
9.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA ŠROUBŮ NA UNÁŠEČI.....	33
9.3 NÁVRH ALTERNATIVNÍHO UNÁŠEČE PRO ŘETĚZOVÝ PASTOREK.....	36
10. PEVNOSTNÍ KONTROLA VIDLICE.....	39
10.1 ANALÝZA TUHOSTI VIDLICE.....	39
10.2 ANALÝZA LEVÉ STRANY VIDLICE METODOU MKP (DEFORMACE).....	39
10.3 ANALÝZA PRAVÉ STRANY VIDLICE METODOU MKP (DEFORMACE).....	40
10.4 ANALÝZA PRAVÉ STRANY VIDLICE METODOU MKP (NAPĚTÍ).....	41
10.5 NÁVRH A KONTROLA STAVĚCÍHO ŠROUBU.....	42
11. PEVNOSTNÍ KONTROLA UNÁŠEČE.....	44
11.1 KONTROLA ČEPŮ NA SATELITECH.....	46
11.2 ANALÝZA UNÁŠEČE METODOU MKP (DEFORMACE).....	47
11.3 ANALÝZA UNÁŠEČE METODOU MKP (NAPĚTÍ).....	47
11.4 KONTROLA VÝSTUPNÍ HŘÍDELE NA UNÁŠEČI.....	48
11.5 KONTROLA LOŽISEK V PODPORÁCH.....	49
12. MAXIMÁLNÍ STOUPAVOST JÍZDNÍHO KOLA.....	50
13. DOJEZD JÍZDNÍHO KOLA PO HORIZONTÁLNÍ TRATI.....	53
14. REŠERŽE PŘEDPISŮ UPRAVUJÍCÍ PROVOZ MOTOKOL V SILNIČNÍM PROVOZU.....	55
15. ZÁVĚR.....	56
16. POUŽITÁ LITERATURA.....	58
17. PŘÍLOHY.....	60

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ

Značení	Veličina	Jednotka
F_Z	Normálová síla od zadního kola	[N]
F_P	Normálová síla od předního kola	[N]
O_{ε}	Aerodynamický odpor jezdce a jízdního kola při 30 km/hod	[N]
$O_{\varepsilon MIN}$	Aerodynamický odpor jezdce a jízdního kola při 26 km/hod	[N]
$O_{\varepsilon 20}$	Aerodynamický odpor jezdce a jízdního kola při 20 km/hod	[N]
O_{V1}	Valivý odpor předního kola	[N]
O_{V2}	Valivý odpor zadního kola	[N]
O_{vys}	Celková hnací síla pro kolo	[N]
F_{ap}	Normálová síla pro přední kolo na pravé straně	[N]
F_{bp}	Normálová síla pro přední kolo na levé straně	[N]
F_{az}	Normálová síla pro zadní kolo na pravé straně	[N]
F_{bz}	Normálová síla pro zadní kolo na levé straně	[N]
F_h	Hnací síla bez odporů ložisek v nábojích kola	[N]
F_{HK}	Celková hnací síla se zahrnutými všemi odpory	[N]
$F_{\tilde{r}}$	Síla v řetězu na zadní straně kola	[N]
F_{PED}	Síla v pedálu pro udržení maximální rychlosti kola 30 km/hod	[N]
F_1	Obvodová síla na ozubeném kole	[N]
F_{RM}	Síla při přetržení řetězu	[N]
F_O^I	Obvodová síla na řetězovém pastorku při rychlosti 30 km/hod	[N]
F_{OMAX}	Předběžná obvodová síla na řetězovém pastorku při maximálním momentu motoru	[N]
F_t	Tahová složka vyvozená od odstředivé síly	[N]
F_m	Síla způsobená od hmotnosti řetězu	[N]
F_C	Celková síla v řetězu	[N]
F_3	Celková síla ve všech třech šroubech na unášeci	[N]
F_{S1}	Síla v jednom šroubu	[N]
F_{os}	Osová síla ve šroubu	[N]
F_Z	Třecí síla v závitě	[N]
F_{K1}	Síla na jednom kolíku	[N]
F_{U1}^I	Předběžná síla pro jeden satelit	[N]
F_{U1}	Celková síla pro jeden satelit	[N]
F_U	Celková obvodová síla v unášeci	[N]
F_{UA}	Reakční síla na čep satelitu	[N]
F_{UB}	Reakční síla na čep satelitu	[N]
F_{KR}	Kritická síla pro nosník namáhaný na vzpěr	[N]
F_{PP}	Síla působící proti pohybu jízdního kola	[N]
F_{HMAX}	Maximální hnací síla na kole	[N]

F_{OD}	Celková odporová síla při jízdě po nakloněné rovině	$[N]$
R_A	Reakce pod ložiskem	$[N]$
R_B	Reakce pod ložiskem	$[N]$
C	Základní dynamická únosnost	$[N]$
C_o	Základní statická únosnost	$[N]$
M_{TL}	Třecí moment v ložisku	$[N \cdot m]$
M_{TAP}	Třecí moment v ložisku u předního kola na pravé straně	$[N \cdot m]$
M_{TBP}	Třecí moment v ložisku u předního kola na levé straně	$[N \cdot m]$
M_{TAZ}	Třecí moment v ložisku u zadního kola na pravé straně	$[N \cdot m]$
M_{TBZ}	Třecí moment v ložisku u zadního kola na levé straně	$[N \cdot m]$
M_{TLC}	Celkový třecí moment od všech ložisek	$[N \cdot m]$
M_{HK}	Hnací moment na předním kole pro jízdu rychlostí 30 km/hod	$[N \cdot m]$
M_{K1}	Krouticí moment na velkém řetězovém kole	$[N \cdot m]$
M_{HP}^I	Moment na řetězovém pastorku bez uvážení účinnosti řetězu	$[N \cdot m]$
M_{HP}	Moment na řetězovém pastorku	$[N \cdot m]$
M_{P1}	Moment elektromotoru bez uvážení účinnosti převodovky	$[N \cdot m]$
M_e	Moment potřebný pro elektromotor při rychlosti 30 km/hod	$[N \cdot m]$
M_{V1}^I	Moment mezi centrálním kolem a satelitem pro první stupeň bez navýšení o nesouměrnost zatížení	$[N \cdot m]$
M_{V1}	Moment mezi centrálním kolem a satelitem pro první stupeň	$[N \cdot m]$
M_{EMAX}	Maximální moment motoru	$[N \cdot m]$
M_{S1}	Moment na satelitu na prvním stupni planetového převodu	$[N \cdot m]$
M_{12}	Moment na centrálním kole na druhém stupni planetové převodovky	$[N \cdot m]$
M_{V2}^II	Moment mezi centrálním kolem a satelitem pro druhý stupeň bez navýšení o nesouměrnost zatížení	$[N \cdot m]$
M_{V2}	Moment mezi centrálním kolem a satelitem pro druhý stupeň	$[N \cdot m]$
M_{S2}	Moment na satelitu na druhém stupni planetového převodu	$[N \cdot m]$
M_{HMAX}	Maximální moment na řetězovém pastorku způsobený od max. momentu motoru	$[N \cdot m]$
M_{HKMAX}	Maximální moment na předním kole způsobený od max. momentu motoru	$[N \cdot m]$
M_{HK20}	Moment na předním kole při rychlosti 20 km/hod	$[N \cdot m]$
M_{PH20}	Moment na řetězovém pastorku při rychlosti 20 km/hod	$[N \cdot m]$
M_{EM20}	Moment na elektromotoru při rychlosti 20 km/hod	$[N \cdot m]$
M_o	Ohybový moment	$[N \cdot m]$
a	Délka uložení ložisek od osy kola	$[mm]$
b	Délka uložení ložisek od osy kola	$[mm]$
a_1	Pracovní šířka funkční plochy unášeče	$[mm]$
b_1	Rameno výslednice tlaku	$[mm]$
s	Šířka funkční plochy unášeče	$[mm]$

f_{\max}	Maximální průhyb hřídele	$[\mu m]$
l_p	Délka funkční plochy unášeče	$[mm]$
d_l	Průměr po kterém obíhají ložiska v náboji kola	$[mm]$
D_{k1}	Průměr řetězového kola	$[mm]$
R_{k1}	Poloměr řetězového kola	$[mm]$
R_{p1}	Poloměr řetězového pastorku	$[mm]$
R_k	Poloměr kola	$[mm]$
$R_{\dot{R}K1}$	Poloměr hnacího pastorku	$[mm]$
$D_{\dot{R}K1}$	Průměr hnacího pastorku	$[mm]$
A_{sk}	Osová vzdálenost řetězového převodu	$[mm]$
A	Plocha kloubu řetězu	$[mm]$
R	Roztečný poloměr ozubeného kola	$[mm]$
o_K	Obvod pláště	$[mm]$
p	Rozteč řetězu	$[mm]$
l_K	Délka kliky	$[mm]$
y	Činitel provozu řetězu	$[mm]$
R_s	Poloměr šroubu od osy unášeče	$[mm]$
d	Velký průměr závitu šroubu	$[mm]$
d_2	Střední průměr závitu šroubu	$[mm]$
d_3	Malý průměr závitu šroubu	$[mm]$
P_H	Stoupání závitu	$[mm]$
H_1	Nosná výška závitu	$[mm]$
H_m	Výška matice	$[mm]$
R_{KO}	Vzdálenost mezi osou kolíku a osou unášeče	$[mm]$
l_1	Šířka uložení nosné části unášeče pro střižný kolík	$[mm]$
l_2	Šířka uložení řetězového pastorku pro střižný kolík	$[mm]$
d_K	Průměr kolíku	$[mm]$
L	Délka stavěcího šroubu	$[mm]$
L_4	Šířka satelitu	$[mm]$
a_w	Pracovní osová vzdálenost	$[mm]$
l	Délka uložení čepu v unášeči	$[mm]$
d_{ϵ}	Průměr čepu	$[mm]$
L_{ϵ}	Délka čepu	$[mm]$
L_1	Vzdálenost radiální síly na čepu od bodu uložení	$[mm]$
D_1	Vnitřní průměr ložiska	$[mm]$
D_2	Vnější průměr ložiska	$[mm]$
B_1	Šířka ložiska	$[mm]$
L_{20}	Vzdálenost dojezdu kola při rychlosti 20 km/hod	$[m]$
S_x	Čelní plocha jezdce a jízdního kola	$[m^2]$

A	Plocha kloubu řetězu	$[mm^2]$
S_K	Střižná plocha kolíku	$[mm^2]$
S_{KP}	Průmětná boční plocha kolíku	$[mm^2]$
$S_{\check{c}}$	Průmětná boční plocha čepu	$[mm^2]$
W_o	Průřezový modul v ohybu	$[mm^3]$
I_{MIN}	Kvadratický moment průřezu	$[mm^4]$
p_K	Tlak v kloubu řetězu	$[MPa]$
p_D	Dovolený tlak	$[MPa]$
p_{PO}	Tlak pro řetězový pastorek s minimálním počtem zubů	$[MPa]$
p_o	Výsledný tlak v místě uložení unášeče	$[MPa]$
p_{KO}	Tlak na kolík od řetězového pastorku	$[MPa]$
p_{UK}	Tlak v otvoru unášeče od střižného kolíku	$[MPa]$
$p_{\check{c}}$	Tlak na čep od satelitu a unášeče	$[MPa]$
R_e	Mez pevnosti v kluzu	$[MPa]$
R_m	Mez pevnosti v tahu	$[MPa]$
σ_{red}	Redukované napětí	$[MPa]$
σ_t	Napětí v tahu	$[MPa]$
τ_c	Napětí ve smyku	$[MPa]$
σ_s	Napětí ve stříhu	$[MPa]$
σ_{SD}	Dovolené napětí ve stříhu	$[MPa]$
σ_{OMAX}	Maximální napětí v ohybu	$[MPa]$
σ_{OD}	Dovolené napětí v ohybu	$[MPa]$
σ_o	Napětí v ohybu	$[MPa]$
v	Rychlost jízdního kola	$[m \cdot s^{-1}]$
v_1	Obvodová rychlost na řetězovém pastorku	$[m \cdot s^{-1}]$
v_k	Rychlost jízdního kola při stoupání po nakloněné rovině	$[m \cdot s^{-1}]$
v_{20}	Cestovní rychlost kola	$[m \cdot s^{-1}]$
ω_{EM}	Úhlová rychlost motoru při cestovní rychlosti kola	$[rad \cdot s^{-1}]$
n_K	Otáčky předního kola při rychlosti kola 30 km/hod	$[ot \cdot min^{-1}]$
n_P	Otáčky na řetězovém pastorku při rychlosti kola 30 km/hod	$[ot \cdot min^{-1}]$
n_1	Otáčky na motoru při rychlosti kola 30 km/hod	$[ot \cdot min^{-1}]$
n_{PMIN}	Minimální otáčky motoru	$[ot \cdot min^{-1}]$
n_{PHMIN}	Minimální otáčky na řetězovém pastorku	$[ot \cdot min^{-1}]$
n_{PHKMIN}	Minimální otáčky na předním hnaném kole	$[ot \cdot min^{-1}]$
n_{PHK20}	Otáčky předního kola při rychlosti kola 20 km/hod	$[ot \cdot min^{-1}]$
n_{PH20}	Otáčky na řetězovém pastorku při rychlosti kola 20 km/hod	$[ot \cdot min^{-1}]$
n_{EM20}	Otáčky motoru při rychlosti kola 20 km/hod	$[ot \cdot min^{-1}]$
n_V	Otáčky motoru na jeden volt	$[ot \cdot min^{-1}]$

ρ	Hustota vzduchu	$[kg \cdot m^{-3}]$
m^*	Hmotnost řetězu	$[kg \cdot m^{-1}]$
P_{EM20}	Výkon motoru při cestovní rychlosti kola	$[W]$
U_{20}	Napájecí napětí motoru při cestovní rychlosti kola	$[V]$
I_{20}	Proud potřebný pro motor při cestovní rychlosti kola	$[A]$
A_K	Kapacita akumulátorů	$[mAh]$
L_{h10}	Životnost ložiska	$[hod]$
T_{20}	Doba jízdy kola při cestovní rychlosti	$[s]$
c_x	Součinitel obtékání jezdce a kola	$[-]$
z_p	Počet funkčních ploch na unášечи	$[-]$
f_K	Součinitel tření asfaltové vozovky	$[-]$
μ	Součinitel tření v ložisku	$[-]$
f_P	Součinitel tření v pedálu	$[-]$
f_S	Součinitel tření ve středu kola	$[-]$
$f_{\hat{R}}$	Součinitel tření řetězového převodu	$[-]$
$f_{\hat{r}}$	Součinitel tření řetězového hnacího převodu	$[-]$
η	Účinnost převodového stupně planetové převodovky	$[-]$
η_P	Celková účinnost planetové převodovky	$[-]$
f	Součinitel tření ve šroubovém spojení	$[-]$
f_m	Součinitel tření v závitě	$[-]$
z	Počet závitů v matici	$[-]$
z_1	Počet zubů na řetězovém pastorku	$[-]$
z_2	Počet zubů na řetězovém kole	$[-]$
z_{11}	Počet zubů na pastorku elektromotoru	$[-]$
z_{12}	Počet zubů satelitu na prvním stupni planetového převodovky	$[-]$
z_{21}	Počet zubů satelitu na druhém stupni planetového převodovky	$[-]$
z_{22}	Počet zubů na centrálním kole planetové převodovky	$[-]$
z_3	Počet zubů na korunovém kole	$[-]$
λ	Součinitel provozu	$[-]$
λ_1	Činitel tření u řetězového převodu	$[-]$
y	Součinitel rázů	$[-]$
X	Počet článků řetězu	$[-]$
F_T	Součinitel pro výpočet osové vzdálenosti řetězového převodu	$[-]$
n	Počet satelitů na unášечи	$[-]$
i_Z	Převodový poměr zadního řetězového převodu	$[-]$
$i_{\hat{r}}$	Převodový poměr předního hnacího řetězového převodu	$[-]$
i_{11U}^3	Převodový poměr prvního stupně planetové převodovky	$[-]$
i_{12U}^3	Převodový poměr druhého stupně planetové převodovky	$[-]$
i_C	Celkový převodový poměr planetové převodovky	$[-]$
i^I	Převodový poměr mezi satelitem a centrálním kolem na prvním	$[-]$

i''	Převodový poměr mezi satelitem a centrálním kolem na druhém stupni převodového poměru	[–]
K_{AS}	Součinitel jednorázového přetížení	[–]
K_A	Součinitel vnějších dynamických sil	[–]
Y_A	Součinitel střídavého zatížení zubů	[–]
K_{ST}	Bezpečnost při statickém zatížení řetězového převodu	[–]
K_D	Bezpečnost při dynamickém zatížení řetězového převodu	[–]
k	Bezpečnost	[–]
k_S	Statická bezpečnost	[–]
S_H	Bezpečnost soukolí v dotyku	[–]
S_F	Bezpečnost soukolí v ohybu	[–]
σ_F	Ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu	[MPa]
σ_H	Napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě	[MPa]
σ_{FP}	Přípustné napětí v ohybu	[MPa]
σ_{HP}	Přípustné napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak)	[MPa]
σ_{FMAX}	Největší místní ohybové napětí v patě zubu	[MPa]
σ_{HMAX}	Největší napětí v dotyku	[MPa]
σ_{FPMAX}	Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení	[MPa]
σ_{HPMAX}	Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení	[MPa]
σ_{HO}	Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů	[MPa]
Y_{FS}	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	[–]
Y_{Fa}	Součinitel tvaru zubu (při působení síly na špičku zubu)	[–]
Y_{Sa}	Součinitel koncentrace napětí při záběru špičkou zubu	[–]
Y_ϵ	Součinitel vlivu záběru profilu	[–]
Y_β	Součinitel sklonu zubu	[–]
K_F	Součinitel přídavných zatížení pro výpočet na ohyb	[–]
$K_{F\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů pro výpočet na ohyb	[–]
K_{FV}	Součinitel vnitřních dynamických sil pro výpočet na ohyb	[–]
$K_{F\beta}$	Součinitel rozložení zatížení po šířce zubů pro výpočet na ohyb	[–]
K_H	Součinitel přídavných zatížení pro výpočet na dotyk	[–]
$K_{H\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů pro výpočet na dotyk	[–]
K_{HV}	Součinitel vnitřních dynamických sil pro výpočet na dotyk	[–]
$K_{H\beta}$	Součinitel rozložení zatížení po šířce zubů pro výpočet na dotyk	[–]
Z_ϵ	Součinitel součtové délky dotyk. křivek boků zubů	[–]
Z_β	Součinitel vlivu sklonu zubu	[–]
Z_E	Součinitel mechanických vlastností materiálů	[–]
Z_R	Součinitel drsnosti	[–]
α	Úhel závitového profilu	[°]
φ'	Třecí úhel	[°]
ψ	Úhel stoupání závitu	[°]

1. ÚVOD

Návrhem kola poháněného elektrickým střídavým motorem jsem se inspiroval díky novým výrobkům ze zahraničí. Kolo, poháněné elektromotorem, se objevilo nejprve v zemích jako je Švýcarsko z důvodů dobrého ekologického přístupu k přírodě. K vývoji a výrobě kol poháněných elektromotorem také značně přispěla skutečnost, že se podařilo značně zvýšit kapacitu a kvalitu rychlodobíjecích akumulátorů. Starší akumulátory měly malou kapacitu a velkou hmotnost, proto se s kolem poháněným elektromotorem dříve moc nepočítalo. Dalším důvodem byla dostupnost i střídavých motorů s velkým výkonem, malou spotřebou a malými rozměry. K těmto motorům se také zlepšily i ovládací prvky, tedy řízení a regulace otáček. Tyto regulátory byly donedávna značně drahé a velké.

První kola poháněná elektromotorem se u nás začala objevovat teprve před dvěma lety. Tyto výrobky jsou vyráběny převážně v Číně, kde se ovšem kvůli nízké ceně na tyto elektrokola instalovaly akumulátory (olověné) s nižší cenou, které jsou značně těžké a nepraktické. Taková kola, pak díky těmto akumulátorům měli podobnou hmotnost jako kola vybavena spalovacím motorem. Kola se tak dostávala na hmotnost až 50 kg. Tato kola se u nás v České republice pohybovala v cenách kolem 40 000 Kč, což je pro mnoho lidí hodně velká finanční zátěž.

Rozhodl jsme se proto pro vlastní návrh kola s elektrickým pohonem. Na Internetu jsme si našel několik variant, jakým způsobem jsou kola hnané, kde je umístěn pohon, akumulátory apod. Některá řešení byla velice precizně navržená, ale musel jsme brát v úvahu i to, aby moje řešení bylo co nejlevnější, abych jej byl schopen vyrobit pouze s použitím soustruhu, frézy a laserového vypalování. Snahou bylo dostat se na co nejnížší hmotnost kola. Samotná přestavba kola na elektrický pohon by neměla narušit nijak pevnost kola i jeho vzhled. Nejzajímavější řešení elektrokola byl model, kde pohonná jednotka kola byla umístěna přímo v náboji zadního kola. Toto řešení je ovšem náročné na návrh i výrobu. Některé další varianty elektrokol nebyly zrovna precizně navrženy. Například motor byl umístěn tak, že vyčníval z rámu kola. Samotný pohon je převážně u všech zajištěn řetězovým převodem nebo třecím kotoučem doléhajícím na pneumatiku kola. Tato varianta má ovšem nevýhodu ve ztrátě přenosu výkonu při jízdě po mokré vozovce kvůli nečistotám apod.

2. DRUHY A ZPŮSOBY POHONŮ NA ELEKTROKOLO

Nejčastěji používaným způsobem pohonné jednotky pro elektrokolo je střídavý elektromotor uložený přímo v předním nebo zadním náboji kola. Tento typ hnací jednotky je efektivní a dobrý i po vzhledové stránce. Z hlediska výroby v počtu jednoho kusu je výroba značně komplikovaná a finančně nevýhodná.



Obr. 2.1

Amatérské řešení upevnění motoru na zadní část kola. Hnané je zadní kolo pomocí řemenu (tvarový nebo klínový) nebo řetězu (Obr 2.2). Tato řešení jsou na kole hodně viditelná, ale ne vždy z hlediska designu dobře řešená. Při řešení obdobných uložení hnací jednotky je třeba brát v úvahu bezpečnost zařízení, náchylnost na kontakt s vodou, prachem, nečistotami. Pro přestavbu běžného kola na elektrokolo je potřeba vybrat i vhodný typ kola. U žádného kola se nepočítá s upevněním motoru převodovky a baterii na rám apod. Moje snaha byla, aby se kolo vzhledově moc nezměnilo.



Obr. 2.2



Obr. 2.3



Obr. 2.4

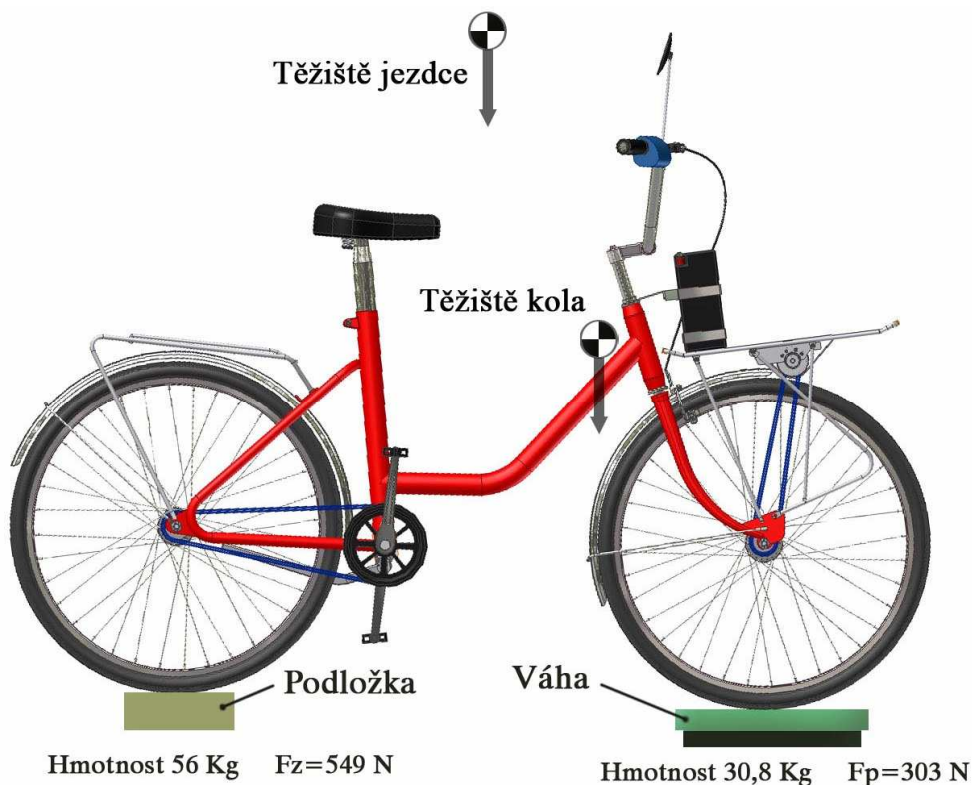
3. VÝPOČET POTŘEBNÉ HNACÍ SÍLY PRO KOLO

Požadovaná rychlost jezdce je 30 km/h. Kolo poháněné elektromotorem budu dimenzovat tak, abych dosáhl požadované rychlosti. Uvažovaná hmotnost jezdce je do 65 kg.

3.1 URČENÍ NORMÁLOVÝCH SIL OD PŘEDNÍHO A ZADNÍHO KOLO

Pro zjištění hnací síly potřebné k tomu, abych pohon s převodovkou a elektropohonem mohl dimenzovat na potřebný výkon pro požadovanou rychlost, potřebuji zjistit normálové složky sil od kola na vozovku. Tyto síly od předního a zadního kola pak použiji pro následující vztahy, kde mohu určit potřebnou hnací sílu.

Síly od kola i s jezdcem jsem zjistil pomocí osobní váhy s maximálním rozsahem 120 kg. Aby nedošlo k chybě měření musí být kolo v rovnováze. Proto na jednu stranu, kde není váha je umístěna podložka. Po zvážení jsem zjistil hmotnost od předního a zadního kola. Jezdec je přitom v normální poloze, kdy se drží řídítek. Hmotnost jezdce 65 kg, hmotnost kola 21,8 kg.



Obr. 3.1

3.2 AERODYNAMICKÝ ODPOR JEZDCE A JÍZDNÍHO KOLO

S_x - čelní plocha jezdce a kola [m²]

ρ - hustota vzduchu [kg.m⁻³]

c_x - součinitel obtékání jezdce [-]

v - rychlost jízdního kola [m.s⁻¹]

$$O_c = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot S_x \cdot c_x = 0,5 \cdot 1,293 \cdot 8,33^2 \cdot 0,617 \cdot 0,8 = 22,14 \text{ N} \quad (3.1)$$

Čelní plochu jezdce jsem si vypočítal pomocí programu Inventor 2008. Čelní plocha jezdce S_x je $0,617 \text{ m}^2$. Součinitel c_x se týká obtékání jezdce. Volil jsme jej dle literatury o něco horší než mají cyklisté s dressem. Sportovní jezdec s uplým dressem má hodnotu 0,7. Volil jsem o něco horší variantu 0,8.

Valivý odpor jednotlivých kol se určí dle literatury [8]:

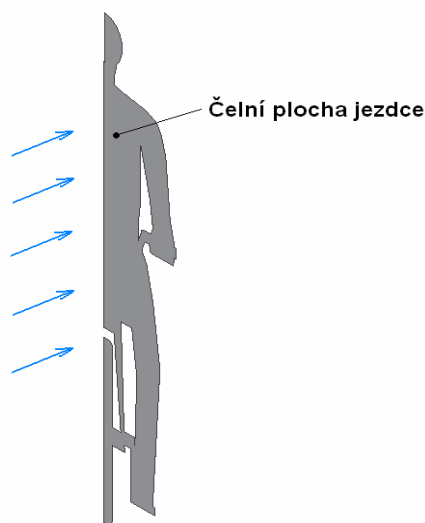
Součinitel f_k – volím pro asfaltovou vozovku 0,02

Pro přední kolo hnací:

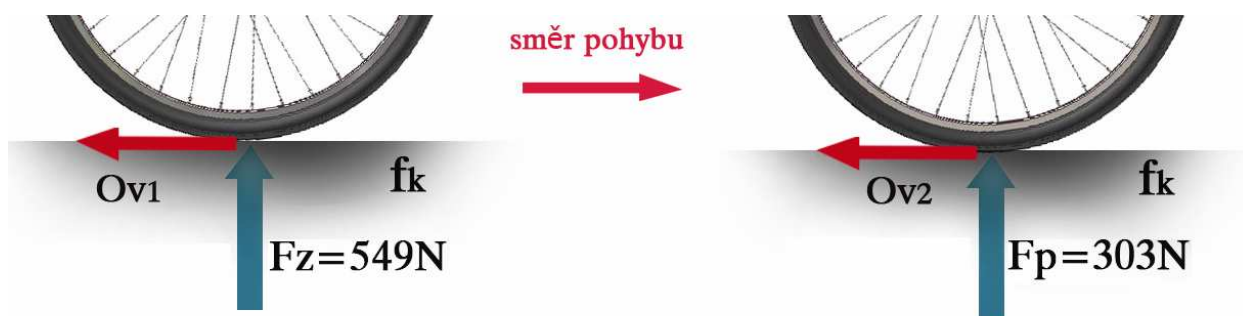
$$O_{v1} = F_p \cdot f_k = 303 \cdot 0,02 = 6,06 \text{ N} \quad (3.2)$$

Pro zadní kolo hnané:

$$O_{v2} = F_z \cdot f_k = 549 \cdot 0,02 = 11 \text{ N} \quad (3.3)$$



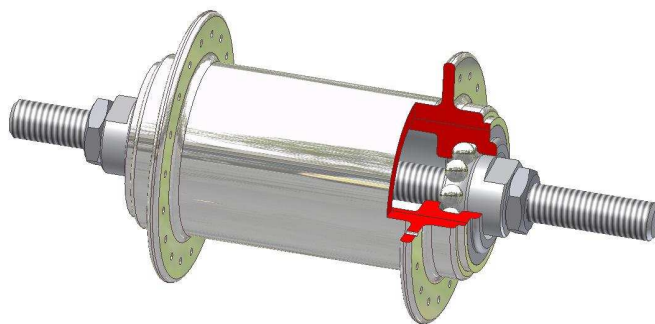
Obr. 3.2



Obr. 3.3

3.3 VÝPOČET TŘECÍHO MOMENTU LOŽISEK

Ložiska použitá u kola značky Liberta, jsou uložena volně v oběžném prostoru středu kola a utahovacího kónusu. Tento způsob uložení je staršího typu. Odpor ložiska proti jeho točení lze ovlivňovat hlavně samotnou montáží. Pokud by byl kónus, který v ložisku hraje roli vnitřního kroužku příliš dotažen, nemusí se kolo volně vůbec protočit. Toto nastavení lze ovlivňovat dotahováním jednoho z kónusů, který je ještě pojištěn pojistnou maticí.

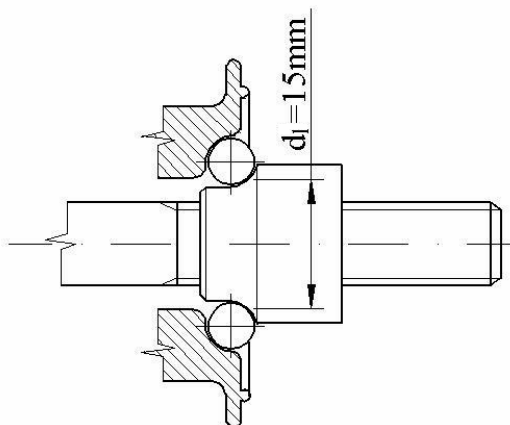


Obr. 3.4

Výpočet třecího momentu ložiska lze určit ze vztahu:

$$M_{TL} = 0,5 \cdot \mu \cdot F_{p,z} \cdot d_l \quad (3.4)$$

d_l - je vnitřní průměr po kterém obíhají ložiskové kuličky. Rozměr jsem odměřil od vnitřního kroužku (kónusu).

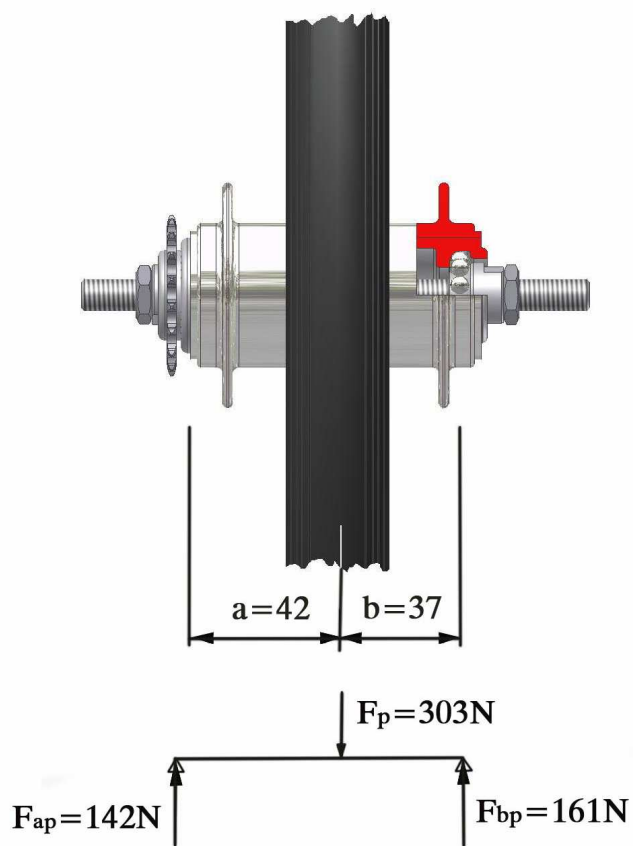


Obr. 3.5

Radiální zatížení na ložiska je způsobeno váhou kola a jeho jezdce, v mém případě jsem počítal s hmotností 87 kg. Přední i zadní střed kola je vybaven řetězovým pastorkem. Po změření je vidět, že obě kola nejsou úplně symetricky posazena, kvůli prostoru pro řetězový pastorek. Jedna strana uložených ložisek bude tedy o něco více namáhána. Výsledkem jsou tedy 4 třecí momenty od ložisek, které jsou různě zatížené.

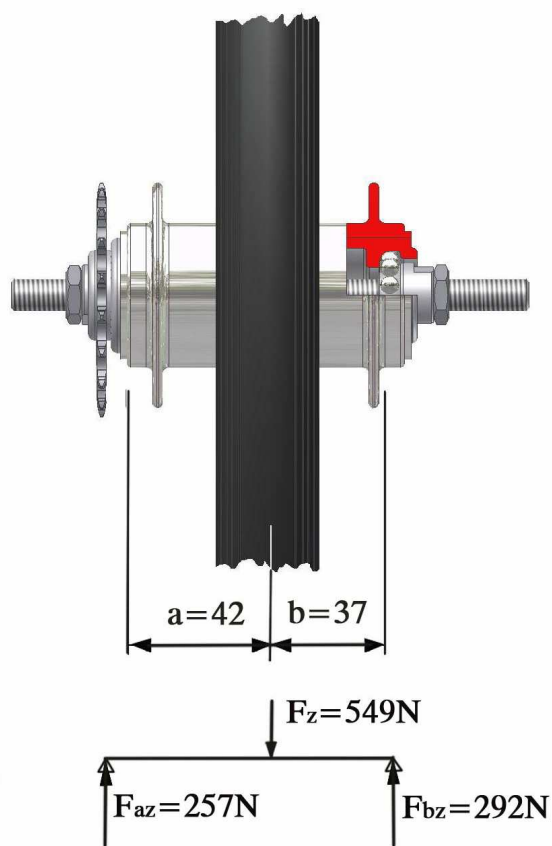
Hodnota μ je závislá na typu ložiska. Tuto hodnotu lze najít v literatuře katalogu SKF. V mém případě se jedná o volné uložení ložiskových kuliček. Tento typ je starší variantou řešení uložení náboje v kole. Třecí moment tohoto ložiska se špatně stanovuje. Jeho velikost je závislá na utažení vodicích kónusů pro ocelové kuličky. Při větším a špatném utažení se kolo vůči náboji nemusí ani otočit. Proto volím a počítám s tou horší variantou tření, hodnoty μ . volím - $\mu=0,006$.

Přední kolo



Obr. 3.6

Zadní kolo



Obr. 3.7

Přední kolo:

$$\sum F = 0$$

$$F_{ap} - F_p + F_{bp} = 0 \Rightarrow F_{ap} = F_p - F_{bp} = 303 - 161 = 142 \text{ N} \quad (3.5)$$

$$\sum M = 0$$

$$0 = F_p \cdot a - F_{bp} \cdot (a + b) \Rightarrow F_{bp} = \frac{F_p \cdot a}{a + b} = \frac{303 \cdot 0,042}{0,042 + 0,037} = 161 \text{ N} \quad (3.6)$$

Třecí moment předních ložisek:

$$M_{Tap} = 0,5 \cdot \mu \cdot F_{ap} \cdot d_l = 0,5 \cdot 0,006 \cdot 142 \cdot 0,015 = 0,00639 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (3.7)$$

$$M_{Tbp} = 0,5 \cdot \mu \cdot F_{bp} \cdot d_l = 0,5 \cdot 0,006 \cdot 161 \cdot 0,015 = 0,00725 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (3.8)$$

Zadní kolo:

$$\sum F = 0$$

$$F_{az} - F_z + F_{bz} = 0 \Rightarrow F_{az} = F_z - F_{bz} = 549 - 292 = 257 \text{ N} \quad (3.9)$$

$$\sum M = 0$$

$$0 = F_z \cdot a - F_{bz} \cdot (a + b) \Rightarrow F_{bz} = \frac{F_z \cdot a}{a + b} = \frac{549 \cdot 0,042}{0,042 + 0,037} = 292 \text{ N} \quad (3.10)$$

Třecí moment zadních ložisek:

$$M_{Taz} = 0,5 \cdot \mu \cdot F_{az} \cdot d_l = 0,5 \cdot 0,006 \cdot 257 \cdot 0,015 = 0,0116 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (3.11)$$

$$M_{Tbz} = 0,5 \cdot \mu \cdot F_{bz} \cdot d_l = 0,5 \cdot 0,006 \cdot 292 \cdot 0,015 = 0,013 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (3.12)$$

Celkový třecí odpor všech čtyř ložisek:

$$M_{TLC} = M_{Tap} + M_{Tbp} + M_{Taz} + M_{Tbz} = 0,00639 + 0,00725 + 0,0116 + 0,013 = 0,0382 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (3.13)$$

Celková hnací síla potřebná pro kolo jedoucí rychlostí 30 km/h

$$O_{\text{vys}} = F_h = O_{\epsilon} + O_{v1} + O_{v2} = 22,14 + 6,06 + 11 = 40 \text{ N} \quad (3.14)$$

Celkový hnací moment přepočítaný na přední hnané kolo:

$$M_{HK} = (F_h \cdot R_k) + M_{TLC} = (40 \cdot 0,31) + 0,0382 = 12,4382 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (3.15)$$

R_K - poloměr předního kola

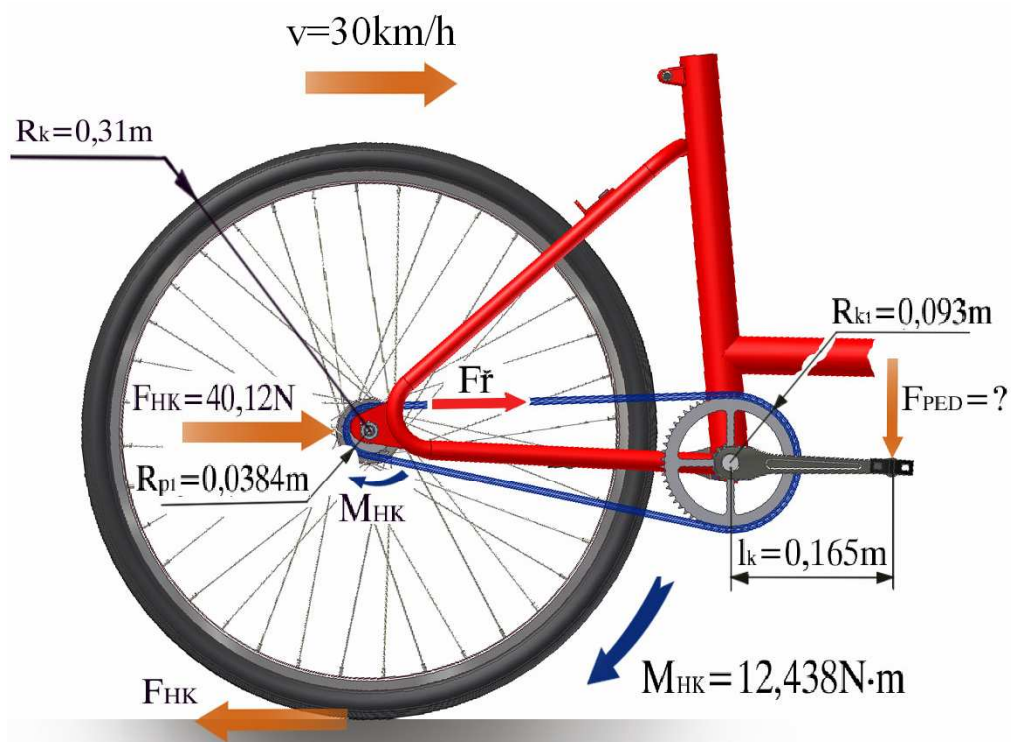
Celková hnací síla působící na obvodu kola:

$$F_{HK} = \frac{M_{HK}}{R_k} = \frac{12,4382}{0,31} = 40,12 \text{ N} \quad (3.16)$$

Z výpočtů vzdušných, valivých a třecích odporů vyplývá, že celková síla potřebná k tomu, aby kolo i s jezdce o váze 65 kg jelo rychlostí $v = 30 \text{ km/hod}$ je zapotřebí vyvinout hnací sílu $F_{HK} = 40,12 \text{ N}$. Tuto hnací sílu mohu zpětně přepočítat na sílu, kterou musí cyklista vyvinout nohou na pedál.

4. PŘEPOČÍTÁNÍ HNACÍ SÍLY ZPĚTNĚ NA PEDÁL KOLA

Na zadním řetězovém převodu jsem napočítal počet zubů na malém řetězovém pastorku $z_1 = 19$ a velkém řetězovém kole $z_2 = 46$ zubů.



Obr. 4.1

$$i_z = \frac{z_2}{z_1} = \frac{46}{19} = 2,42 \quad (4.1)$$

Určení roztečného průměru řetězového pastorku:

$$D_{P1} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180^\circ}{19}} = 77,16 \text{ mm} \quad (4.2)$$

$$R_{P1} = 38,58 \text{ mm} \Rightarrow 0,03858 \text{ m}$$

Určení roztečného průměru řetězového kola:

$$D_{K1} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180^\circ}{46}} = 186,1 \text{ mm} \quad (4.3)$$

$$R_{K1} = 93,05 \text{ mm} \Rightarrow 0,09305 \text{ m}$$

Moment na zadním kole $M_{HK} = 12,438 \text{ N}\cdot\text{m}$ je zapotřebí i na řetězovém pastorku pro vyvinutí potřebné hnací síly F_{HK} . Pomocí tohoto hnacího momentu určím předběžnou sílu, která je v tažné větvi řetězu.

Předběžná síla v řetězu:

$$F_{\dot{r}} = \frac{M_{HK}}{R_{p1}} = \frac{12,438}{0,03858} = 322,4 \text{ N} \quad (4.4)$$

Moment na velkém řetězovém kole:

$$M_{K1} = F_{\dot{r}} \cdot R_{K1} = 322,4 \cdot 0,093 = 29,98 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (4.5)$$

Potřebná síla působící na pedál:

Účinnost pedálů přibližně volím $f_p = 0,96$

Účinnost středu přibližně volím $f_s = 0,95$

Účinnost řetězového převodu volím dle literatury [9] $f_{\dot{R}} = 0,92$, pro přerušované periodické mazání

$$F_{PED}^I = \frac{M_{K1}}{l_K} = \frac{29,98}{0,165} = 181,7 \text{ N} \quad (4.6)$$

$$F_{PED} = \frac{F_{PED}^I}{f_p \cdot f_s \cdot f_{\dot{R}}} = \frac{181,7}{0,96 \cdot 0,95 \cdot 0,92} = 216,55 \text{ N} \quad (4.7)$$

K udržení dané rychlosti kola je zapotřebí na pedál vyvinout sílu $F_{PED} = 216,55 \text{ N}$. Tato síla je pro udržení požadované rychlosti kola 30km/hod o hmotnosti 23 kg s cyklistou o hmotnosti 65 kg reálná.

5. VÝPOČET MOMENTU POTŘEBNÉHO NA VÝSTUPU PŘEVODOVKY

Na řetězovém hnacím převodu na předním kole volím převod do pomala s řetězovým pastorkem $z_1 = 9$ a řetězovým kolem $z_2 = 22$. Řetězový pastorek s tak malým počtem zubů volím kvůli převodové skříní planetové převodovky, kde prostor pro pastorek je značně omezen.

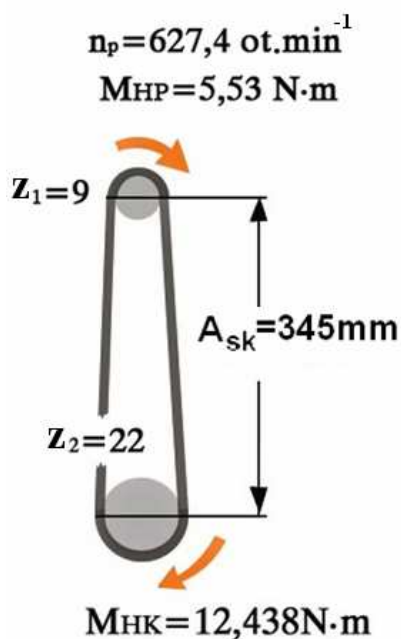
Řetězový převod i_f do pomala:

$$i_f = \frac{z_2}{z_1} = \frac{22}{9} = 2,444 \quad (5.1)$$

$$M_{HP}^I = \frac{M_{HK}}{i_f} = \frac{12,4382}{2,444} = 5,09 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.2)$$

Součinitel účinnosti řetězového převodu volím dle literatury [9] pro přerušované periodické mazání $\eta_f = 0,92$

$$M_{HP} = \frac{M_{HP}^I}{\eta_f} = \frac{5,09}{0,92} = 5,53 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.3)$$



Obr. 5.1

Výpočet otáček předního kola:

Obvod předního kola:

$$o_K = 2 \cdot \pi \cdot R_K = 2 \cdot \pi \cdot 0,31 = 1,947 \text{ m} \quad (5.4)$$

Planetová dvoustupňová převodovka byla použita z mechanismu, který byl určen pro daleko náročnější pracovní zatížení. Tato planetová převodovka není navržena tak, aby měla tichý chod. Tento problém je způsoben i částečným opotřebením, ale hlavně vůlemi a nedosaženými správnými osovými vzdálenostmi, které se týkají uložení satelitů do unášeců. Samotná jedna část unášече je nevhodně pouze nanýtovaná na hnaném hřídeli, kde je výstup výkonu z převodovky. Planetová převodovka je na toto kolo použita jen z důvodů odzkoušení samotného chodu kola. Pokud by se navrhla lepší planetová převodovka, snížila by se hlučnost na minimum. Tuto převodovku jsem proměřil a rozhodl se navrhnout novou s lepšími parametry. Tento nový návrh dvoustupňové planetové převodovky si ovšem ponechá stejné převodové poměry i počty zubů jednotlivých ozubených kol.

6. NÁVRH A VÝPOČET PLANETOVÉ PŘEVODOVKY

6.1 VÝPOČET PŘEVODOVÉHO POMĚRU POUŽITÉ PLANETOVÉ PŘEVODOVKY

Obecný vztah pro převodový poměr při zabrzděné koruně:

$$i_{1u}^3 = \frac{z_1 + |z_3|}{z_1} = 1 + \frac{|z_3|}{z_1} \quad (6.1)$$

Podmínka osové vzdálenosti pro první stupeň převodu, přímé zuby VN korekce:

$$|z_3| - 2 \cdot z_{12} - z_{11} = 0 \quad (6.2)$$

$$102 - 2 \cdot 39 - 24 = 0$$

Podmínka osové vzdálenosti pro druhý stupeň převodu, přímé zuby VN korekce:

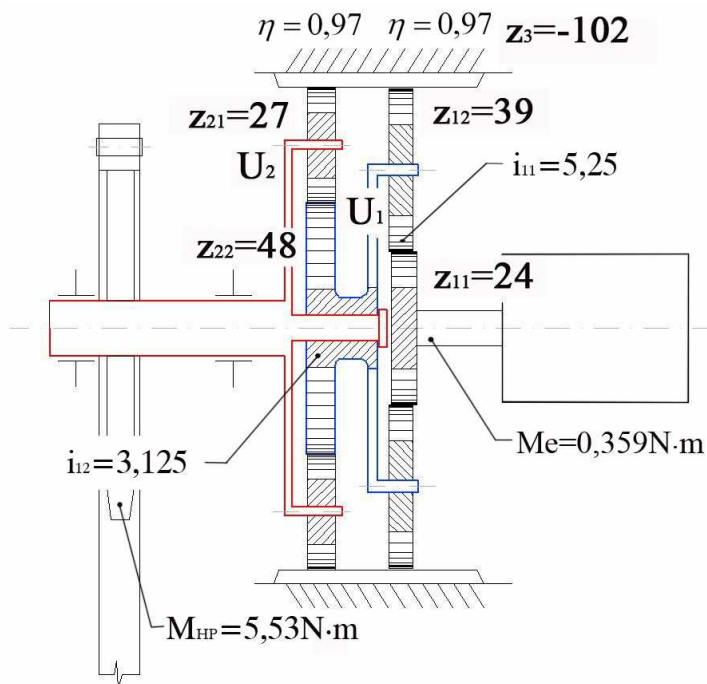
$$|z_3| - 2 \cdot z_{21} - z_{22} = 0 \quad (6.3)$$

$$102 - 2 \cdot 27 - 48 = 0$$

Podmínka smontovatelnosti:

$$\frac{z_{22} + |z_3|}{n} = \frac{48 + 102}{3} = 50 \text{ celé číslo} \quad (6.4)$$

$$\frac{z_{11} + |z_3|}{n} = \frac{24 + 102}{3} = 42 \text{ celé číslo} \quad (6.5)$$



Obr. 6.1

1. Stupeň převodu

$$i_{11U}^3 = 1 + \frac{|z_3|}{z_{11}} = 1 + \frac{102}{24} = 5,25 \quad (6.6)$$

2. Stupeň převodu

$$i_{12U}^3 = 1 + \frac{|z_3|}{z_{22}} = 1 + \frac{102}{48} = 3,125 \quad (6.7)$$

Celkový převodový poměr

$$i_c = i_{11U}^3 \cdot i_{12U}^3 = 3,125 \cdot 5,25 = 16,4 \quad (6.8)$$

Kroutící moment na výstupu převodovky:

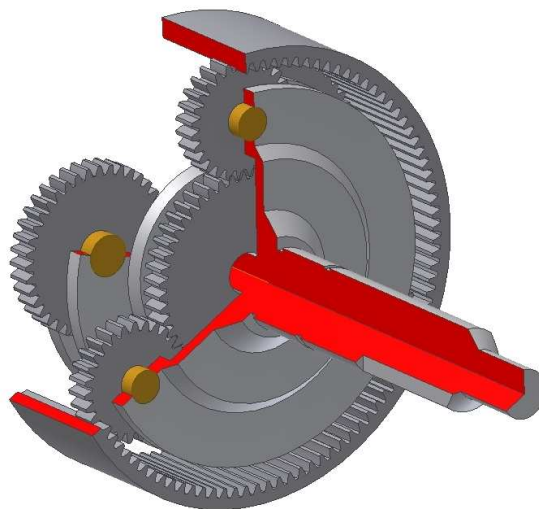
$$M_{HP} = 5,53 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (6.9)$$

Otáčky na vstupu převodovky:

$$n_1 = n_p \cdot i_c = 627,4 \cdot 16,4 = 10290 \text{ ot.min}^{-1} \quad (6.10)$$

Kroutící moment na vstupu převodovky:

$$M_{P1} = \frac{M_{HP}}{i_c} = \frac{5,53}{16,4} = 0,337 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (6.11)$$



Obr. 6.2

Účinnost 1. stupně volím: $\eta - 0,97$

Účinnost 2. stupně volím: $\eta - 0,97$

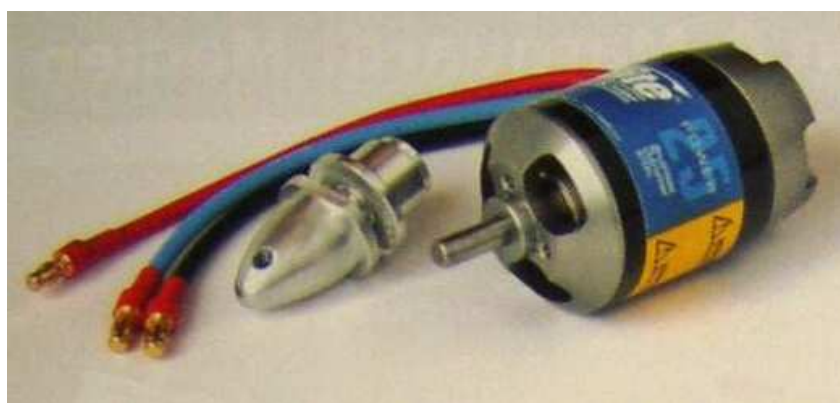
$$\text{Celková účinnost: } \eta_p = 0,97 \cdot 0,97 = 0,94 \quad (6.12)$$

Kroutící moment elektromotoru:

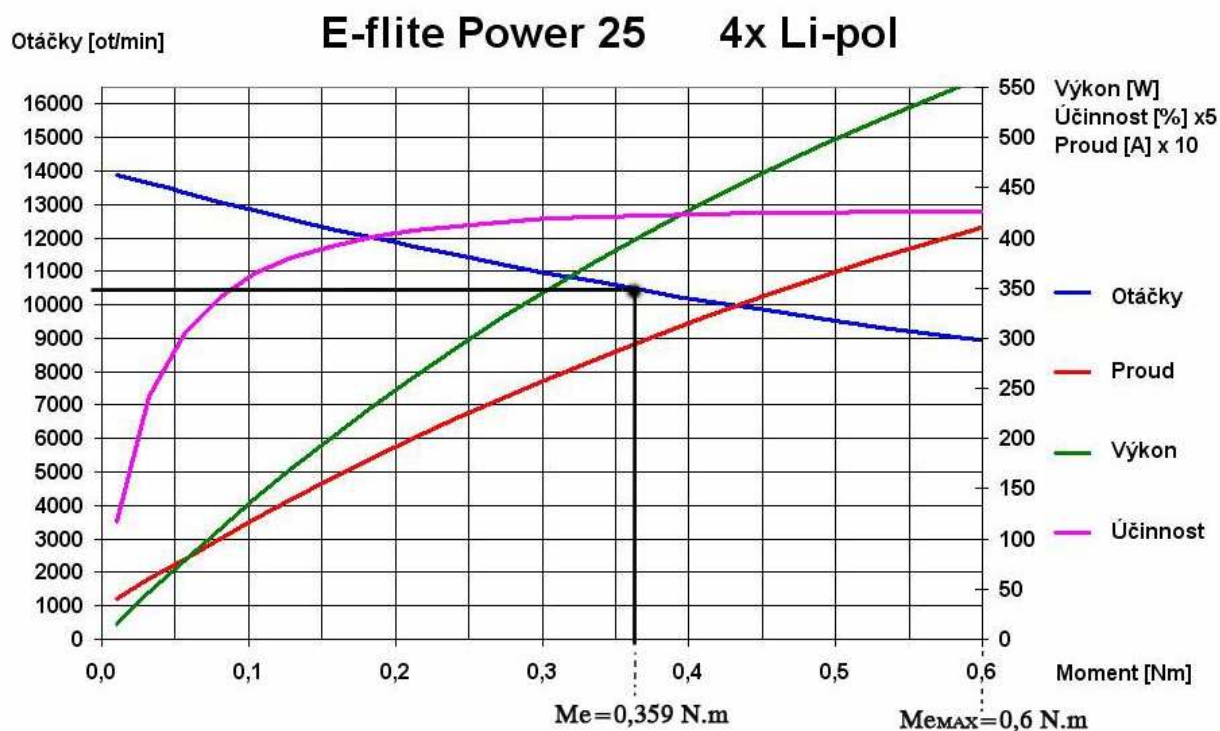
$$Me = \frac{M_{Pl}}{\eta_P} = \frac{0,337}{0,94} = 0,359 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (6.13)$$

6.2 VOLBA ELEKTROMOTORU

Volím střídavý motor Power 25 s rotačním pláštěm. Trvalý proud 30 A špičkově 42 A. Výrobce povoluje provozní teplotu až 100°C. Pro řízení tohoto motoru jsem zvolil střídavý jednosměrný regulátor TURNIGY 80A. Uvedená charakteristika motoru je pro napájení 4 čtyř-článkem Li-pol. V uvedené literatuře [18] je uvedeno, že motor vykazuje přibližně 680 ot.V⁻¹(otáčet na jeden volt).



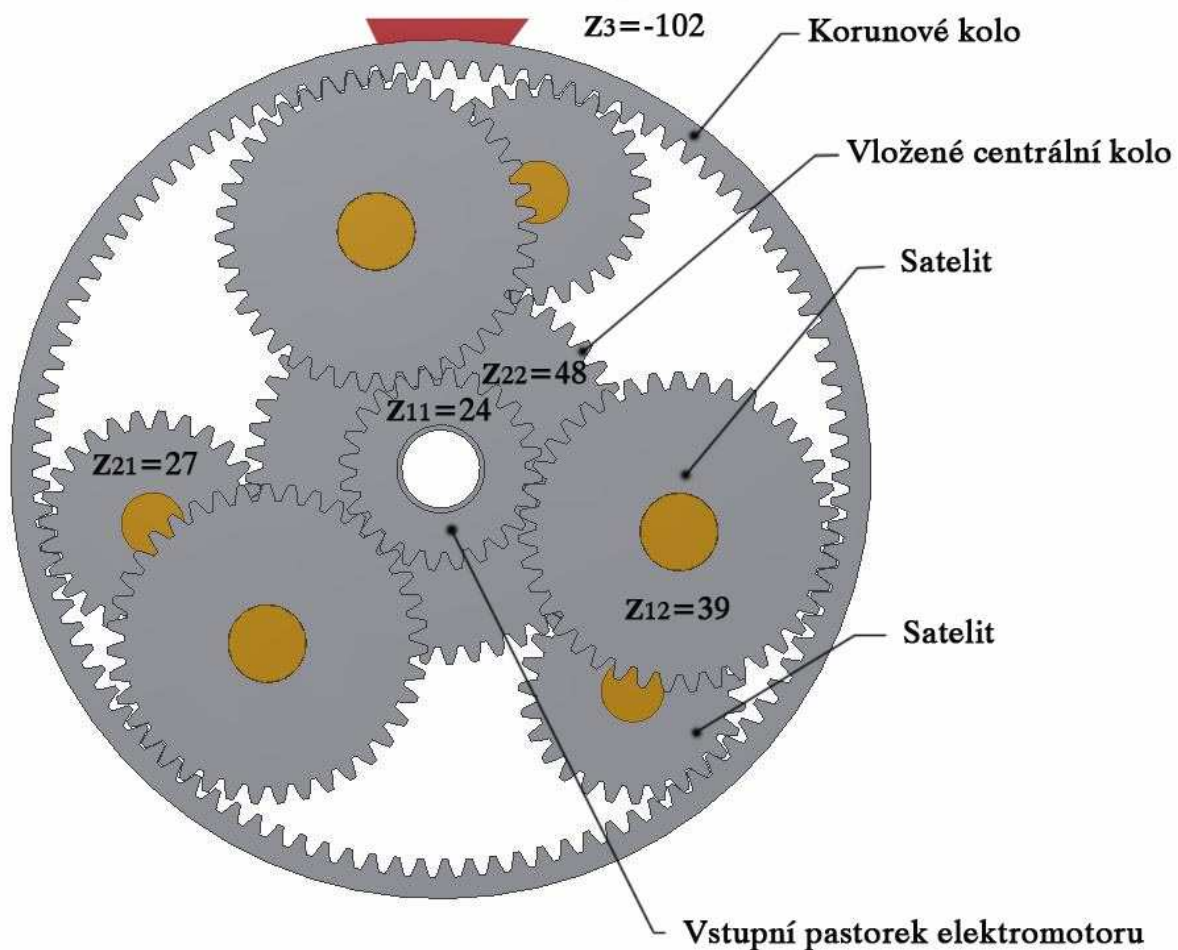
Obr. 6.3



Graf. 6.1

Do uvedené charakteristiky pro motor Power 25 je zakreslen potřebný hnací moment pro kolo, aby dosahovalo požadované rychlosti. Modrá linie na grafu znázorňuje průběh otáček v závislosti na kroutícím momentu.

Schéma planetové převodovky se společnou zabrzděnou korunou:



Obr. 6.4

7. NÁVRH A VÝPOČET VLASTNÍ PŘEVODOVKY

Z důvodů hlučného provozu použité dvoustupňové planetové převodovky jsem se rozhodl navrhnout novou. Její původní převodový poměr i počet zubů zachovám stejný. Problém s hlučností původní převodovky je důsledkem nedokonalého uložení satelitů na čepy s většími vůlemi. Další problém může být i v samotných unášečích, které jsou také na hřídeli dost volné. Posledním důvodem proč je při provozu takový hluk může být i geometricky špatný návrh ozubení.

7.1 NÁVRH GEOMETRIE OZUBENÝCH KOL

Výpočet začínám od prvního stupně planetového převodu:

Soukolí centrální kolo – satelit

Geometrický výpočet ozubení

Zadání Měry ozubení

Vnější Vnitřní Kuželové

Povinný vstup :

Normální modul m_n 0.5 [mm]

Počet zubů pastorku z_1 24

Počet zubů kola z_2 39

Sklon zubů roztečný β 0.0000 [°]

Společná šířka zubů b 3 [mm]

Výpočetní vstup :

Součet korekcí x_Σ 0.000000

Korekce pastorku x_1 0.164824

Korekce kola x_2 -0.164824

Osová vzdálenost pracovní a_w 15.750000 [mm]

Úhel záběru valivý čelní α_{tw} 20.000000 [°]

Boční vůle j_n 0.000 [mm]

Nuluj Rozděl korekce Vyr. skluzu

Základní profil :

Standard Nestandard Kruhová pata

Poměrná výška hlavy pastorku h_{a1}^* 1.0000

Poměrná výška hlavy kola h_{a2}^* 1.0000

Poměrná hlavová vůle pastorku c_1^* 0.2500

Poměrná hlavová vůle kola c_2^* 0.2500

Poměrný rádius paty pastorku ρ_{f1}^* 0.3800

Poměrný rádius paty kola ρ_{f2}^* 0.3800

Úhel profilu α_n 20.0000 [°]

Nepovinný vstup :

Hlavový průměr pastorku d_{a1} 13.16482 [mm]

Hlavový průměr kola d_{a2} 20.33000 [mm]

Výpočetní hlavové průměry

KOMPLEXNÍ KONTROLA Uložit vstupy Načíst vstupy Help Konec

Obr. 7.1

Byla navržena korekce pro obě soukolí typu VN, měrné skluzu, které vyšli na druhém stupni převodového poměru jsou vyhovující.

		Rozměr	PASTOREK		KOLO
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normální boční vůle	j_n	[mm]		0.0000	
Počet zubů	z	[-]	24		39
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	24.000		39.000
Normální modul	m_n	[mm]		0.500	
Čelní modul	m_t	[mm]		0.500	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		0	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		0	
Úhel profilu čelní	α_t	[°]		20.00000	
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]		20.00000	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]		15.75000	
Osová vzdálenost roztečná	a	[mm]		15.75000	
Jednotková korekce	x	[-]	0.16482		-0.16482
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0.08241		-0.08241
Součet jednotkových korekcí	x_Σ	[-]		0	
Jednotkové přisunutí kol	Δy	[-]		0	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	10.91482		18.08518
základní kružnice	d_b	[mm]	11.27631		18.32401
kr.začátku evolventy	d_L	[mm]	11.39820		18.61240
valivé kružnice	d_w	[mm]	12.00000		19.50000
roztečné kružnice	d	[mm]	12.00000		19.50000
hlavové kružnice	d_a	[mm]	13.16482		20.33000
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---		---
základní kružnici	s_b	[mm]	0.96247		0.95477
začátku evolventy	s_L	[mm]	0.96086		0.93539
valivé kružnici	s_w	[mm]	0.84539		0.72541
roztečné kružnici	s	[mm]	0.84539		0.72541
hlavové kružnici	s_a	[mm]	0.33058		0.39686
Šířka mezery na valivé kružnici	e_w	[mm]	0.72541		0.84539
Výška paty	h_f	[mm]	0.54259		0.70741
hlavy	h_a	[mm]	0.58241		0.41500
zubu	h	[mm]	1.12500		1.12241
Společná šířka kol	b	[mm]		3.000	
Délka evolventy	ev	[mm]	0.96205		0.91257
Měrný skluz na patě		[-]	-1.75353		-1.77410
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.63952		0.63683
Poměr b/d	ψ_d	[-]	0.250		0.154
Poměr b/ m_n	ψ_m	[-]		6.000	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1.63473	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		0	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		1.63473	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		3.00000	
Celková délka dotyku minim.	$L_{\Sigma min}$	[mm]		3.00000	
Celková délka dotyku maxim.	$L_{\Sigma max}$	[mm]		6.00000	
Čelní rozteč	p_t	[mm]		1.57080	
Čelní rozteč základní	p_{tb}	[mm]		1.47607	
Kontrolní rozměr přes zuby	W	[mm]	3.91460		6.85903
Počet měřených zubů	z_w	[-]	3		5
Minimální šířka kola pro měření	b_{min}	[mm]	---		---
Měřená konstant. tloušťka zubu	s_c	[mm]	0.74650		0.64055
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	h_c	[mm]	0.44656		0.29843
Kontrolní rozměr přes kuličky	M	[mm]	14.60700		20.73003
Průměr kuličky	d_t	[mm]	1.27869		0.91465
Poměrná výška hlavy profilu	h'_a	[-]	1.00000		1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	c^*	[-]	0.25000		0.25000
Poměrný rádius paty profilu	ρ'_f	[-]	0.38000		0.38000
Úhel profilu	α_n	[°]		20.00000	

Tab. 7.1

Výpočet

Soukolí satelit – korunové kolo

Satelit $z_{12}=39$, Koruna $z_3=-102$

Zadání: Příloha 1.3

Výsledná geometrie soukolí: Příloha 1.4

Výpočet

Soukolí satelit – korunové kolo

Satelit $z_{21}=27$, Koruna $z_3=-102$

Zadání: Příloha 1.5

Výsledná geometrie soukolí: Příloha 1.6

Výpočet

Soukolí satelit – centrální kolo

Satelit $z_{21}=27$, Koruna $z_{22}=48$

Zadání: Příloha 1.7

Výsledná geometrie soukolí: Příloha 1.8

7.2 PEVNOSTNÍ VÝPOČET DLE NORMY ČSN 01 4686

Výpočet dvoustupňové planetové převodovky začínám od jejího vstupu, kde je uložen pastorek elektromotoru s počtem zubů $z_{11} = 24$. Na pastorku je $M_e = 0,359 \text{ N}\cdot\text{m}$. Tento moment se dělí do tří satelitů.

Moment pro výpočet vnějšího soukolí satelit a centrální kolo:

$$M_{v1}^I = \frac{M_e}{3} = \frac{0,359}{3} = 0,119 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (7.1)$$

Moment mezi satelitem a centrálním kolem je potřeba navýšit kvůli bezpečnosti pevnostního výpočtu. Všechny tři satelity nemusí přesně přenášet stejnou velikost momentu. Na tom, jaký satelit přenesení moment, závisí i jejich přesné uložení v unášeči nebo osová přesnost uložení. Dle literatury hodnotu kroutícího momentu zvyšuji násobkem 1,2.

$$M_{v1} = M_{v1}^I \cdot 1,2 = 0,119 \cdot 1,2 = 0,144 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (7.2)$$

7.3 VÝPOČET PRVNÍHO STUPNĚ

Centrální kolo (pastorek elektromotoru) $z_{11}=24$

Satelit: $z_{12}=39$

Součinitel vnějších dynamických sil $K_A=1,2$ jsem zvolil z důvodů možné nerovnoměrnosti otáček od střídavého motoru nebo od strany hnaného řetězu.

Součinitel K_{AS} vyjadřuje při pevnostním výpočtu ozubených kol vliv maximálního záběrového momentu, který motor může vyvinout v poměru k provoznímu momentu, který je menší. V grafu 6.1 je uvedena charakteristika motoru. Zde je vidět maximální moment motoru, který je schopen vyvinout při napájení Aku-články 4 x Li-pol.

$$K_{AS} = \frac{M_{EMAX}}{M_e} = \frac{0,6}{0,359} = 1,6 \quad (7.3)$$

V zatěžujících údajích jsem u hodnoty $Y_{A2} = 0,7$ tato hodnota se volí pokud je toto kolo zatěžováno střídavě souměrně.

Moment $M_{v1}=0,144 \text{ N}\cdot\text{m}$ nelze zadat přesně do výpočetního programu, proto jej přepočítávám na obvodovou sílu. Roztečný poloměr centrálního kola (pastorku $z_{11} = 24$) je $R = 6 \text{ mm}$.

$$F_1 = \frac{M_{v1}}{R} = \frac{0,144}{0,006} = 24 \text{ N} \quad (7.4)$$

ČSN 01 46 68		Pastorek			Kolo			
materiál		12 051			12 051			
tepelné zpracování		Povrchově kaleno po boku			Povrchově kaleno po boku			
Geometrie			z ₁	24		z ₂	39	
			m _n	0,5		m _n	0,5	
			β	0		β	0	
			a _n	20		a _n	20	
			h [*] _{a1}	1		h [*] _{a2}	1	
			c [*] ₁	0,25		c [*] ₂	0,25	
			ρ [*] _{f1}	0,38		ρ [*] _{f2}	0,38	
			x ₁	0,1648		x ₂	-0,1648	
			a _w	15,75		a _w	15,75	
			d _{a1}	13,165		d _{a2}	20,33	
			b ₁	3		b ₂	3	
Zatížení	F ₁	24 N						
	K _A	1,2						
	K _{AS}	1,6						
	Y _A	1			0,7			
Kontrola na ohyb				Kontrola na dotyk				
	pastorek	kolo			pastorek	kolo		
S _F	4,872	3,326		S _H	1,893	1,893		
σ _F	80,0	82,1		σ _H	602,2	602,2		
σ _{FP}	390	273		σ _{HP}	1140	1140		
σ _{Fmax}	128,1	131,3		σ _{Hmax}	761,7	761,7		
σ _{FPmax}	780	780		σ _{HPmax}	2400	2400		
Y _{FS}	3,884	3,982		σ _{H0}	440,1	440,1		
Y _{Fa}	2,453	2,56		Z _R	1,000	1,000		
Y _{Sa}	1,583	1,555		K _H	1,872			
K _F	1,872			K _{Ha}	1,2			
K _{Fa}	1,2			K _{Hv}	1			
K _{Fv}	1			K _{Hβ}	1,3			
Y _ε	0,688			Z _ε	0,887			
Y _β	1			Z _β	1			
K _{Fβ}	1,3			Z _E	191,646			

Tab. 7.2

Pro výpočet páru satelit - korunové kolo je nutné přepočítat moment od pastorku $z_{11} = 24$ na větší moment, který je na satelitu a do výpočetního programu se zadává jako hodnota momentu pastorku.

Převodový poměr mezi satelitem a centrálním kolem:

$$i' = \frac{z_{12}}{z_{11}} = \frac{39}{24} = 1,625 \quad (7.5)$$

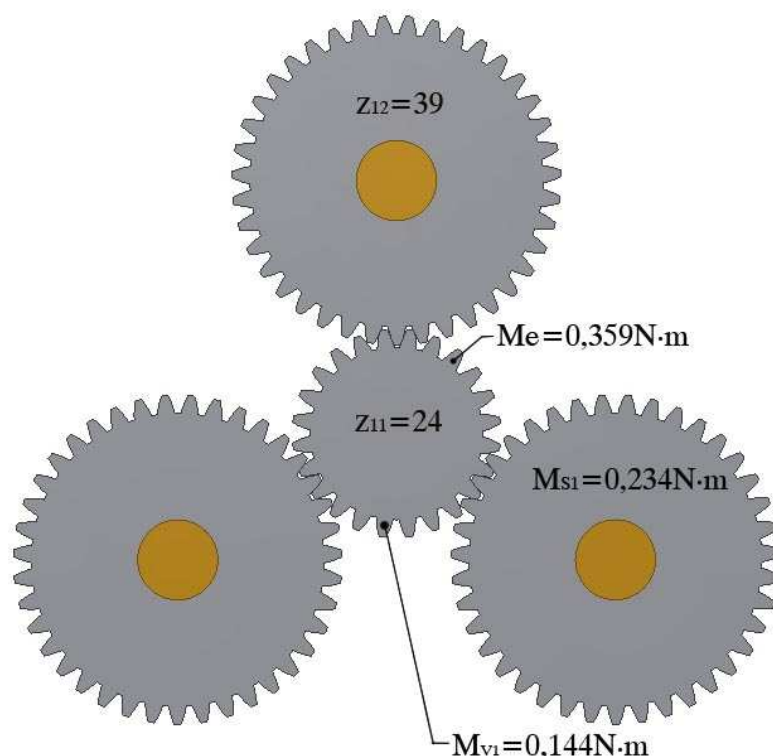
Výpočet momentu na satelitu:

$$M_{s1} = M_{v1} \cdot i' = 0,144 \cdot 1,625 = 0,234 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (7.6)$$

Satelit: $z_{12} = 39$

Korunové kolo: $z_3 = -102$

Moment $M_{s1}=0,234 \text{ N}\cdot\text{m}$ nelze zadat přesně do výpočetního programu, proto jej přepočítávám na obvodovou sílu. Roztečný poloměr satelitu $z_{12}=39$ je $R=9,75 \text{ mm}$.



Obr. 7.2

ČSN 01 46 68		Pastorek			Kolo		
materiál		12 051			14 140		
tepelné zpracování		Povrchově kaleno po boku			Zušlechťeno		
Geometrie			z ₁	39		z ₂	-102
			m _n	0,5		m _n	0,5
			β	0		β	0
			α _n	20		α _n	20
			h [*] _{a1}	1		h [*] _{a2}	1
			c [*] ₁	0,25		c [*] ₂	0,25
			ρ [*] _{f1}	0,38		ρ [*] _{f2}	0,38
			x ₁	-0,1648		x ₂	0,1648
			a _w	-15,75		a _w	-15,75
			d _{a1}	20,33		d _{a2}	-49,835
			b ₁	3		b ₂	3
Zatížení	F ₁	24 N					
	K _A	1,2					
	K _{AS}	1,6					
	Y _A	0,7			1		
Kontrola na ohyb				Kontrola na dotyk			
	pastorek	kolo			pastorek	kolo	
S _F	3,826	5,618		S _H	4,245	2,569	
σ _F	71,3	91,1		σ _H	268,6	268,6	
σ _{FP}	273	512		σ _{HP}	1140	690	
σ _{Fmax}	114,2	145,8		σ _{Hmax}	339,7	339,7	
σ _{FPmax}	780	1024		σ _{HPmax}	2400	1783,6	
Y _{FS}	3,975	5,078		σ _{H0}	196,3	196,3	
Y _{Fa}	2,556	2,059		Z _R	1,000	1,000	
Y _{Sa}	1,555	2,466		K _H	1,872		
K _F	1,872			K _{Hα}	1,2		
K _{Fα}	1,2			K _{Hv}	1		
K _{Fv}	1			K _{Hβ}	1,3		
Y _ε	0,599			Z _ε	0,816		
Y _β	1			Z _β	1		
K _{Fβ}	1,3			Z _E	191,646		

Tab. 7.3

7.4 VÝPOČET DRUHÉHO STUPNĚ

Satelit: $z_{21}=27$

Centrální kolo: $z_{22}=48$

Moment v centrálním kole na druhém stupni převodového poměru:

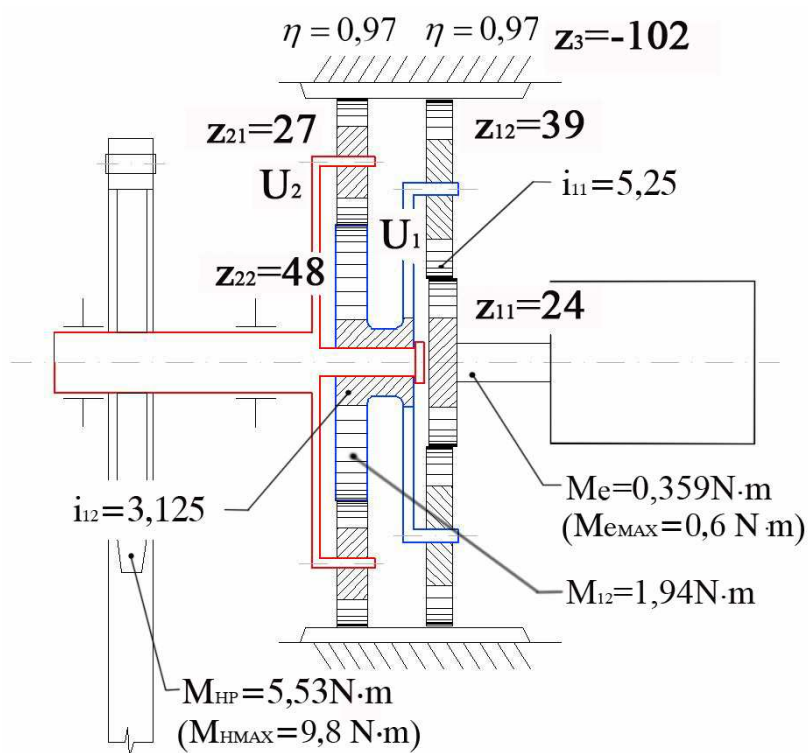
$$M_{12} = \frac{M_e \cdot i_{11}}{\eta} = \frac{0,359 \cdot 5,25}{0,97} = 1,94 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (7.7)$$

Moment pro výpočet vnějšího soukolí satelit a centrální kolo:

$$M_{V2}'' = \frac{M_{12}}{3} = \frac{1,94}{3} = 0,65 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (7.8)$$

Zvýšení momentu kvůli možné nerovnoměrnosti přenosu kroutícího momentu:

$$M_{V2} = M_{V2}'' \cdot 1,2 = 0,65 \cdot 1,2 = 0,78 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (7.9)$$



Obr. 7.3

U druhého stupně převodového poměru má centrální kolo $z_{22} = 48$ zubů a satelit $z_{21} = 27$ zubů. Ve výpočtovém programu je ale nutno zadat jako pastorek právě satelit, který má menší počet zubů než centrální kolo. Proto je nutné přepočítat zatěžovací moment, který se ve výpočtním programu zadává právě pro pastorek.

Převodový poměr mezi satelitem a centrálním kolem:

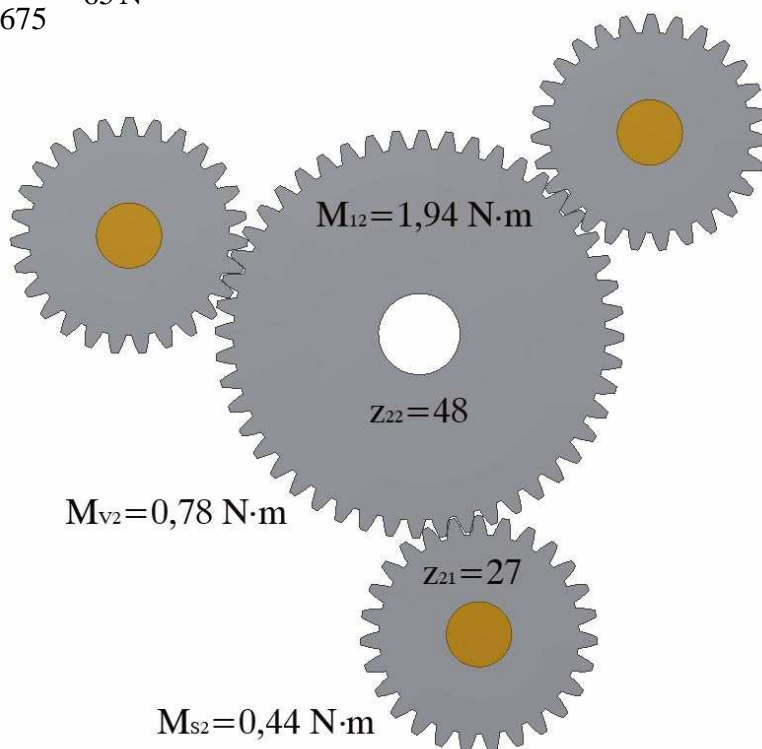
$$i'' = \frac{z_{22}}{z_{21}} = \frac{48}{27} = 1,777 \quad (7.10)$$

Výpočet momentu na satelitu:

$$M_{s2} = \frac{M_{v2}}{i''} = \frac{0,78}{1,777} = 0,44 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (7.11)$$

Moment $M_{s2} = 0,44 \text{ N}\cdot\text{m}$ nelze zadat přesně do výpočetního programu, proto jej přepočítávám na obvodovou sílu. Roztečný poloměr satelitu $z_{21} = 27$ je $R = 6,75 \text{ mm}$.

$$F_1 = \frac{M_{s2}}{R} = \frac{0,44}{0,00675} = 65 \text{ N} \quad (7.12)$$



Obr. 7.4

Pro druhý stupeň planetové převodovky jsem zvolil větší šířku na ozubených kolech. Na této výstupní straně se už značně zvětšuje krouticí moment a ve výpočtu, kde bych nechal šířku také $b = 3 \text{ mm}$, by klesala únosnost v dotyku pro korunu. Bezpečnost S_{H2} při výpočtu pro šířku 3 mm vyšla pro korunu menší než $1,3$. Proto jsem na druhém stupni rozšířil šířku ozubení na hodnotu $b = 4 \text{ mm}$.

ČSN 01 46 68		Pastorek			Kolo			
materiál		12 051			12 051			
tepelné zpracování		Povrchově kaleno po boku			Povrchově kaleno po boku			
Geometrie			z_1	27		z_2	48	
			m_n	0,5		m_n	0,5	
			β	0		β	0	
			a_n	20		a_n	20	
			h_{a1}^*	1		h_{a2}^*	1	
			c_1^*	0,25		c_2^*	0,25	
			ρ_{f1}^*	0,38		ρ_{f2}^*	0,38	
			x_1	-0,1648		x_2	0,1648	
			a_w	18,75		a_w	18,75	
			d_{a1}	14,355		d_{a2}	25,165	
			b_1	4		b_2	4	
Zatížení	F_1	65 N						
	K_A	1,2						
	K_{AS}	1,6						
	Y_A	0,7			1			
Kontrola na ohyb				Kontrola na dotyk				
	pastorek	kolo			pastorek	kolo		
S_F	1,577	2,567		S_H	1,451	1,451		
σ_F	173,1	152		σ_H	785,7	785,7		
σ_{FP}	273	390		σ_{HP}	1140	1140		
σ_{Fmax}	277	243,1		σ_{Hmax}	993,8	993,8		
σ_{FPmax}	780	780		σ_{HPmax}	2400	2400		
Y_{FS}	4,241	3,722		σ_{H0}	574,2	574,2		
Y_{Fa}	2,809	2,245		Z_R	1,000	1,000		
Y_{Sa}	1,510	1,658		K_H	1,872			
K_F	1,872			$K_{H\alpha}$	1,2			
K_{Fa}	1,2			K_{Hv}	1			
K_{Fv}	1			$K_{H\beta}$	1,3			
Y_ϵ	0,671			Z_ϵ	0,876			
Y_β	1			Z_β	1			
$K_{F\beta}$	1,3			Z_E	191,646			

Tab. 7.4

Satelit: $z_{21} = 27$

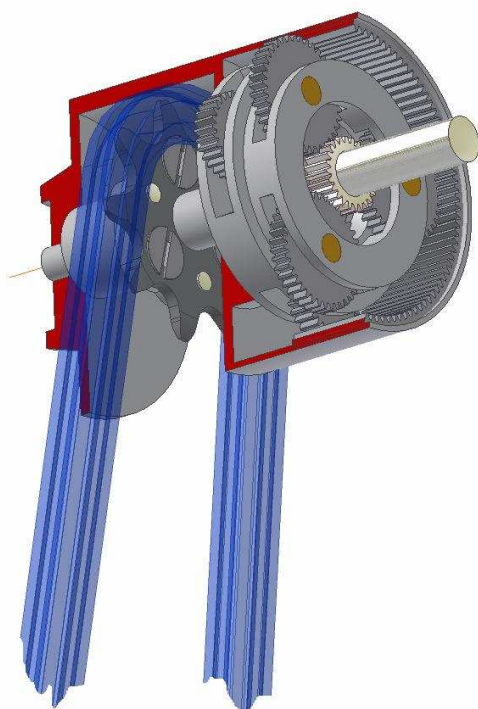
Korunové kolo: $z_3 = -102$

ČSN 01 46 68		Pastorek			Kolo		
materiál		12 051			14 140		
tepelné zpracování		Povrchově kaleno po boku			Zušlechťeno		
Geometrie			z ₁	27		z ₂	-102
			m _n	0,5		m _n	0,5
			β	0		β	0
			α _n	20		α _n	20
			h [*] _{a1}	1		h [*] _{a2}	1
			c [*] ₁	0,25		c [*] ₂	0,25
			ρ [*] _{f1}	0,38		ρ [*] _{f2}	0,38
			x ₁	-0,1648		x ₂	0,1648
			a _w	-18,75		a _w	-18,75
			d _{a1}	14,33		d _{a2}	-49,835
			b ₁	4		b ₂	4
Zatížení	F ₁	65 N					
	K _A	1,2					
	K _{AS}	1,6					
	Y _A	0,7			1		
Kontrola na ohyb				Kontrola na dotyk			
	pastorek	kolo			pastorek	kolo	
S _F	1,751	2,738		S _H	2,254	1,364	
σ _F	155,9	187		σ _H	505,7	505,7	
σ _{FP}	273	512		σ _{HP}	1140	690	
σ _{Fmax}	249	299,2		σ _{Hmax}	639,7	639,7	
σ _{FPmax}	780	1024		σ _{HPmax}	2400	1783,6	
Y _{FS}	4,233	5,078		σ _{H0}	369,6	369,6	
Y _{Fa}	2,804	2,059		Z _R	1,000	1,000	
Y _{Sa}	1,51	2,466		K _H	1,872		
K _F	1,872			K _{Hα}	1,2		
K _{Fα}	1,2			K _{Hv}	1		
K _{Fv}	1			K _{Hβ}	1,3		
Y _ε	0,605			Z _ε	0,822		
Y _β	1			Z _β	1		
K _{Fβ}	1,3			Z _E	191,646		

Tab. 7.5

Navržená dvoustupňová planetová převodovka vychází optimálně. Pro její výrobu jsem zvolil pouze dva materiály. Všechny vnější kola jsou z mat. 12 051, povrchově kalené po boku. Na prvním stupni převodovky vychází díky zvolenému materiálu a menšímu krouticímu momentu relativně velká bezpečnost jak v dotyku, tak v ohybu. Na druhém stupni, kde je maximální moment, bylo zapotřebí rozšířit tloušťku ozubených kol z $b = 3 \text{ mm}$ na $b = 4 \text{ mm}$. Jinak by nastával problém v dotyku mezi satelitem a korunou. Materiál koruny jsem zvolil z kvalitnější oceli 14 140 zušlechtěné. Kalení korunového kola jsem nepoužil z důvodů, že by mohlo dojít k deformacím po kalení, protože koruna je zároveň součástí samotné skříně, která má komplikované tvary. Planetová převodovka byla navržena a dimenzována na moment potřebný pro maximální rychlost 30 km/hod s ohledem na maximální moment, který může v motoru nastat. Nejmenší hodnota bezpečnosti při výpočtu byla v dotyku na druhém stupni převodovky mezi satelitem a korunou. Tato nejmenší hodnota bezpečnosti $S_{H2} = 1,36$ je však vyhovující.

Planetová převodovka bude mazána speciálním tukem MPJ 8046, který je určen pro planetové převodovky s kluzně uloženými satelity.



Obr. 7.5

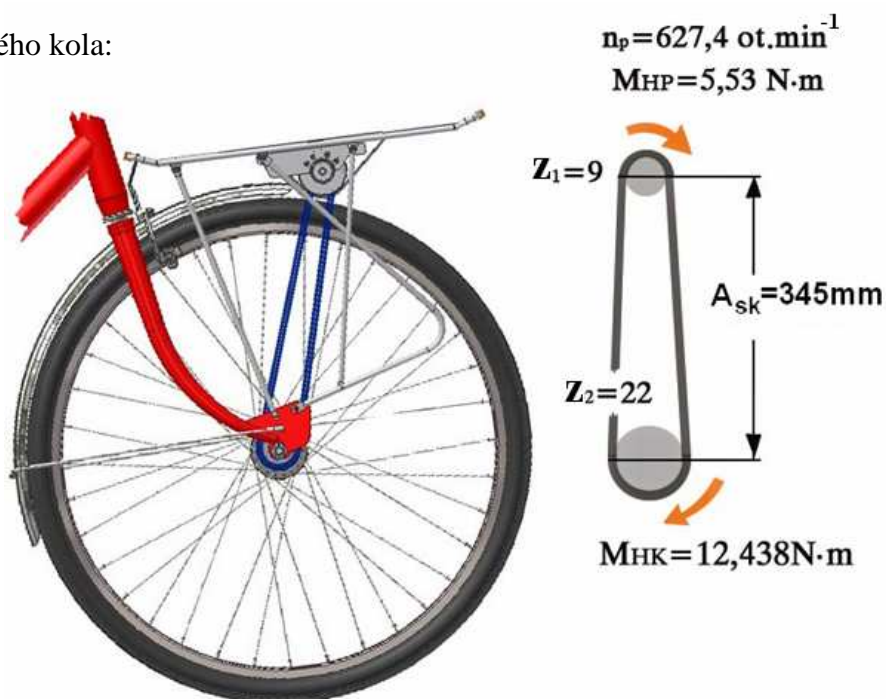
8. NÁVRH A VÝPOČET ŘETĚZOVÉHO PŘEVODU

Krouticí moment na pastorku řetězového kola:

$$M_{HP}=5,53 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Otáčky na pastorku řetězového kola:

$$n_p=627,4 \text{ ot.min}^{-1}$$



Obr. 8.1

8.1 VOLBA TYPU ŘETĚZU

Typ řetězu je zvolen se shodnými klasickými řetězy, které se používají pro jízdní kola. Důvod této volby je, že přední náboj na hnacím kole je vlastně použit jako originál ze zadního náboje, kvůli již hotovému uchycení řetězového kola s počtem zubů $z_2 = 22$.



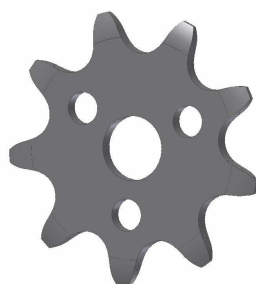
Obr. 8.2

Volím řetěz typu 081B-1

Tab. 8.1 Parametry tohoto řetězu

Typ řetězu	Rozteč řetězu	Plocha kloubu řetězu	Síla při přetržení	Hmotnost 1m
ČSN 02 3301	p [mm]	A [mm ²]	F _{RM} [kN]	m* [kg]
081 B-1	12,70	22	8	0,28

Počet zubů na malém pastorku řetězového kola musel být zvolen maximálně do 9 zubů kvůli průměru, který do vnitřního prostoru převodovky musel vejít. Tento pastorek byl nakreslen dle normy a jako polotovár byl vypálen na laseru z plechu o tloušťce 3 mm. Po této operaci byly všechny jeho hrany zbroušeny tak, aby pastorek odpovídal provedení podle normy.



Obr. 8.3

Skutečný roztečný průměr malého řetězového kola:

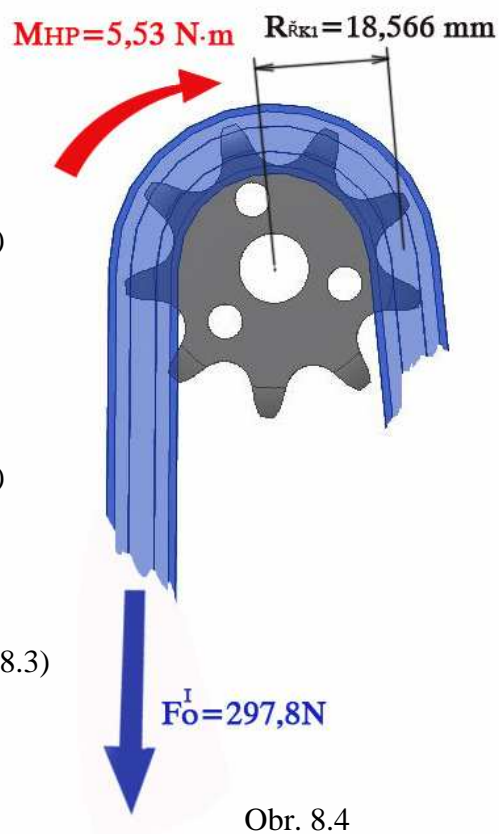
$$D_{\check{R}K1} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180^\circ}{9}} = 37,132 \text{ mm} \quad (8.1)$$

Předběžná obvodová síla na řetězovém pastorku:

$$F_o^I = \frac{M_{HP}}{R_{\check{R}K1}} = \frac{5,53}{0,018566} = 297,8 \text{ N} \quad (8.2)$$

Obvodová rychlost na řetězovém pastorku:

$$v_1 = \pi \cdot D_{\check{R}K1} \cdot n_p = \pi \cdot 0,037132 \cdot 627,4 / 60 = 1,21 \text{ m.s}^{-1} \quad (8.3)$$



Obr. 8.4

Tahová síla způsobená odstředivou silou:

$$F_t = m \cdot v_1^2 = 0,28 \cdot 1,21^2 = 0,41 \text{ N} \quad (8.4)$$

Celková síla v řetězu:

$$F_c = F_o + F_t = 297,8 + 0,41 = 298,2 \text{ N} \quad (8.5)$$

Pro svislý řetězový převod sílu F_m od hmotnosti řetězu zanedbávám

Tlak v kloubu řetězu :

$$p_k = \frac{F_c}{A} = \frac{298,2}{22} = 13,55 \text{ MPa} \quad (8.6)$$

Dovolený směrný tlak v kloubu v řetězu:

$$\lambda = \lambda_1 \cdot y \quad (8.7)$$

$$\lambda = 0,8 \cdot 1 = 0,8$$

Hodnota směrného tlaku $P_{PO} = 21 \text{ MPa}$ je uvedena v literatuře [17], hodnota je pro pastorek, který má minimální počet zubů $z_1=9$ a obvodovou rychlost $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, činitel tření $\lambda_1 = 0,8$, součinitel rázů $y = 1$.

$$p_D = p_{PO} \cdot \lambda \quad (8.8)$$

$$p_D = 21 \cdot 0,8 = 16,8 \text{ MPa}$$

Kontrola dovoleného tlaku v kloubu řetězu:

$$p_K \leq p_D \quad (8.9)$$

$13,55 < 16,8$ - řetěz vyhovuje

Bezpečnost při statickém zatížení:

$$K_{ST} = \frac{F_{RM}}{F_c} \geq 10 \quad (8.10)$$

$$K_{ST} = \frac{8000}{298,2} = 26,8$$

$K_{ST} = 26,8 > 10$ řetěz vyhovuje na statickou kontrolu

Bezpečnost při dynamickém zatížení:

$$K_D = \frac{F_{RM}}{F_c \cdot 2} \geq 5 \quad (8.11)$$

$$K_D = \frac{8000}{298,2 \cdot 2} = 13,4$$

$K_D = 13,4 > 5$ řetěz vyhovuje na dynamickou kontrolu

Stanovení počtu článků řetězu:

$$X = 2 \cdot \frac{A}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{A} \quad (8.12)$$

$$X = 2 \cdot \frac{348}{12,7} + \frac{9 + 22}{2} + \left(\frac{22 - 9}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{12,7}{348} = 70 \text{ článků}$$

Skutečná osová vzdálenost:

Součinitel F_T je určen dle literatury [14] $F_T = 0,8109$

$$A_{sk} = \frac{p}{8} \cdot \left[2 \cdot X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot X - z_1 - z_2)^2 - F_T \cdot (z_2 - z_1)^2} \right] \quad (8.13)$$

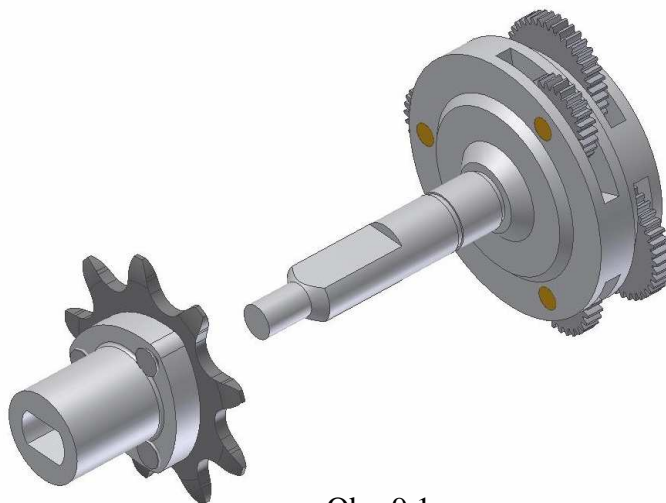
$$A_{sk} = \frac{12,7}{8} \cdot \left[2 \cdot 70 - 9 - 22 + \sqrt{(2 \cdot 70 - 9 - 22)^2 - 0,8109 \cdot (22 - 9)^2} \right] = 345 \text{ mm}$$



Obr. 8.5

9. KONTROLA UNÁŠEČE PASTORKU PRO ŘETĚZOVÉ KOLO

Na původní převodovce, která pro toto kolo byla použita, se při uchycení řetězového pastorku využila ploška na výstupní straně z převodovky. Hřídel na výstupní straně převodovky má průměr 10 mm. Uchycení pastorku jsem řešil pomocí navrženého unášeče vyrobeného ze speciální slitiny hliníku certal EN AW 7022. Z pevnostního hlediska byla využita co nejdelší funkční délka unášeče. Unášeč je spojen s ocelovým řetězovým pastorkem pomocí tří šroubů M5. Tvarovaný otvor v unášeči byl vyroben pomocí zhotoveného protikusu z mědi. Po této operaci se tento měděný protikus zajiskřil do certalu.



Obr. 9.1

9.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA UNÁŠEČE PRO PŘENOS DANÉHO MOMENTU

Funkční délka unášeče, která nese zatížení je $l_p = 17$ mm. Rozložení tlaku při přenosu kroutícího momentu je vidět na obrázku 9.2. Při tomto výpočtu se uvažuje se silou, která působí v těžišti na rameni b_1 (rameno výslednice tlaku). Pro větší bezpečnost uvažuji při výpočtu s maximálním momentem M_{HMAX} , který může nastat při rozjezdu jízdního kola.

Maximální moment od motoru na řetězovém pastorku:

$$M_{HMAX} = M_{eMAX} \cdot i_c = 0,6 \cdot 16,4 = 9,8 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (9.1)$$

Výpočet maximálního tlaku v unášeči náboje:

z_p - počet nosných ploch

a_1 - Pracovní šířka funkční plochy unášeče

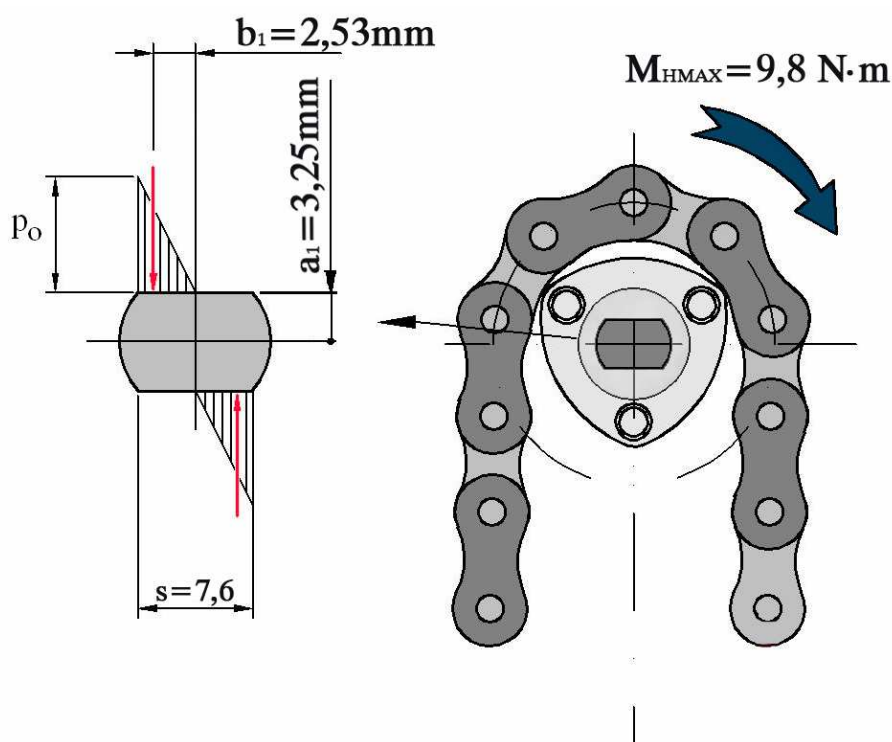
b_1 - Rameno výslednice tlaku

l_p - Délka funkční plochy unášeče

$$M_{HMAX} = \frac{1}{2} \cdot p_o \cdot a_1 \cdot l_p \cdot z_p \cdot b_1 \Rightarrow p_o = \frac{2 \cdot M_{HMAX}}{a_1 \cdot l_p \cdot z_p \cdot b_1} \quad (9.2)$$

$$p_o = \frac{2 \cdot 9,8 \cdot 1000}{3,8 \cdot 17 \cdot 2 \cdot 2,53} = 59,96 \text{ MPa}$$

Pro materiál hliníkové slitiny certal EN AW 7022 jsem našel u výrobce pouze jeho hodnotu $R_m = 500 \text{ MPa}$. Tuto hodnotu lze přirovnat oceli 11 500. Maximální hodnota tlaku, který vyšel $p_o = 59,96 \text{ MPa}$ je pro danou konstrukci vyhovující.



Obr. 9.2

9.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA ŠROUBŮ NA UNÁŠEČI

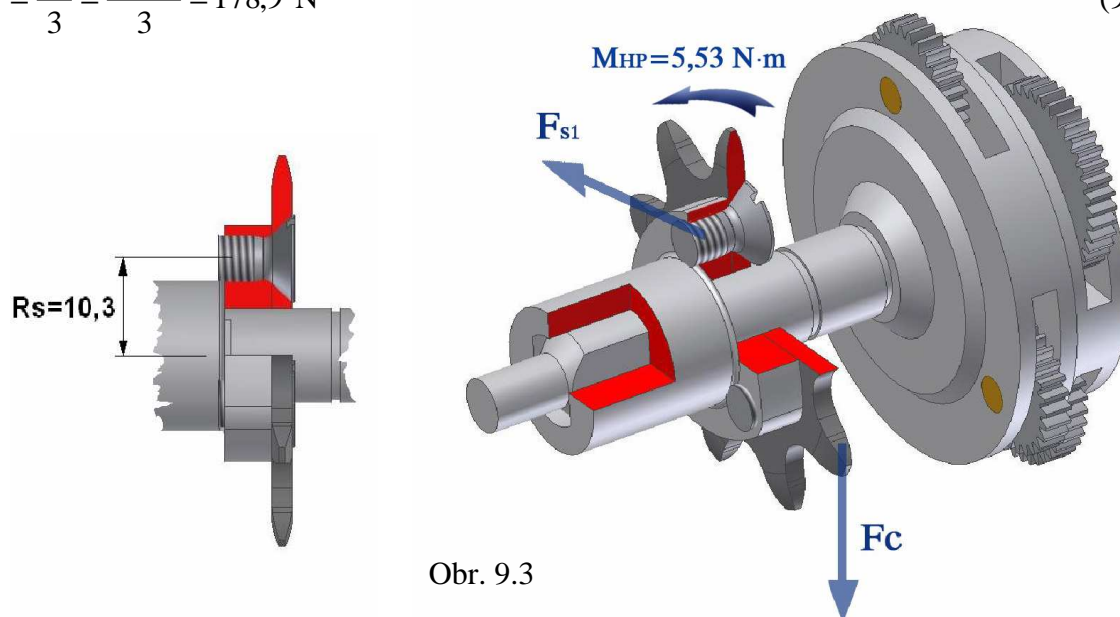
Unášec je vyroben s co nejmenšími rozměry tak, aby nekolidoval s malým řetězovým pastorkem. Unášec s řetězovým pastorkem je spojen pomocí tří šroubů M5 s kuželovým zakončením hlavy. Pokud by byl použit šroub s válcovou hlavou např. imbusový šroub, jeho průměr hlavy by byl v kolizi s řetězem obepnutým kolem řetězového pastorku.

Celková obvodová síla na kružnici os šroubů:

$$F_3 = \frac{M_{HP}}{R_s} = \frac{5,53}{0,0103} = 536,9 \text{ N} \quad (9.3)$$

Síla na jeden šroub:

$$F_{s1} = \frac{F_3}{3} = \frac{536,9}{3} = 178,9 \text{ N} \quad (9.4)$$



Obr. 9.3

Tab. 9.1 Rozměry šroubu M5 x 0,8

Velký průměr závitu	$d = 5 \text{ mm}$
Úhel závitu	$\alpha = 60^\circ$
Střední průměr závitu	$d_2 = 4,48 \text{ mm}$
Malý průměr závitu	$d_3 = 4,019 \text{ mm}$
Stoupání závitu	$P_H = 0,8 \text{ mm}$

Výpočet osové síly ve šroubu potřebné k přenesení kroutícího momentu:

bezpečnost k volím 1,3

$$F_{os} = \frac{k \cdot F_{s1}}{f} = \frac{1,3 \cdot 178,9}{0,25} = 930 \text{ N} \quad (9.5)$$

Součinitele tření je přibližně zvolen $f = 0,25$ pro materiál ocelového pastorku a certalového unášече dle literatury [1].

Výpočet napětí v tahu:

$$\sigma_t = \frac{F_{os}}{A_s} = \frac{F_{os}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{930}{\frac{\pi \cdot 4,019^2}{4}} = 73,3 \text{ MPa} \quad (9.6)$$

Výpočet redukovaného třecího úhlu:

f_m - v literatuře [1] je uveden rozsah (0,19 - 0,39) volím f_m - 0,3

$$\varphi' = \operatorname{artg} \frac{f_m}{\cos \alpha / 2} = \operatorname{artg} \frac{0,3}{\cos 60 / 2} = 19,1^\circ \quad (9.7)$$

Výpočet úhlu stoupání:

$$\psi = \operatorname{artg} \cdot \frac{P_H}{d_2 \cdot \pi} = \operatorname{artg} \cdot \frac{0,8}{4,48 \cdot \pi} = 3,253^\circ \quad (9.8)$$

Výpočet třecí síly v závitu:

$$F_Z = F_{os} \cdot \operatorname{tg} \cdot (\varphi' + \psi) = 930 \cdot \operatorname{tg} \cdot (19,1^\circ + 3,253^\circ) = 382,4 \text{ N} \quad (9.9)$$

Výpočet smykového napětí:

$$\tau_c = \frac{F_Z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} = \frac{382,4 \cdot \frac{4,48}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 4,019^3} = 67,2 \text{ MPa} \quad (9.10)$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_c^2} = \sqrt{73,3^2 + 4 \cdot 67,2^2} = 153,1 \text{ MPa} \quad (9.11)$$

Výpočet statické bezpečnosti:

Pro mat. šroubů 12 060 mez kluzu R_e volím dle literatury [2] $R_e = 305 \text{ MPa}$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{305}{153,1} = 1,99 \quad (9.12)$$

Dle literatury [1] volím bezpečnost $k = 1,5$

$$k_s \geq k \quad (9.13)$$

$1,99 > 1,5$ statická bezpečnost vyhovuje

Kontrola závitu v unášeči:

Nosná výška závitu:

$$H_1 = \frac{d - d_3}{2} = \frac{5 - 4,019}{2} = 0,4905 \text{ mm} \quad (9.14)$$

Stanovení počtu závitů u matice potřebné pro vyvození síly ve šroubu F_{os} :

$$z = \frac{F_{os}}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} = \frac{930}{\pi \cdot 4,48 \cdot 0,4905 \cdot 15} = 8,98 \Rightarrow 9 \text{ závitů} \quad (9.15)$$

p_D - dovolený měrný tlak pro závit v matice je závislý na materiálu matice. V mém případě je matice součástí unášeče vyrobeného z certalu. Proto volím pro tento materiál hodnotu $p_D = 15 \text{ MPa}$.

Potřebná výška matice:

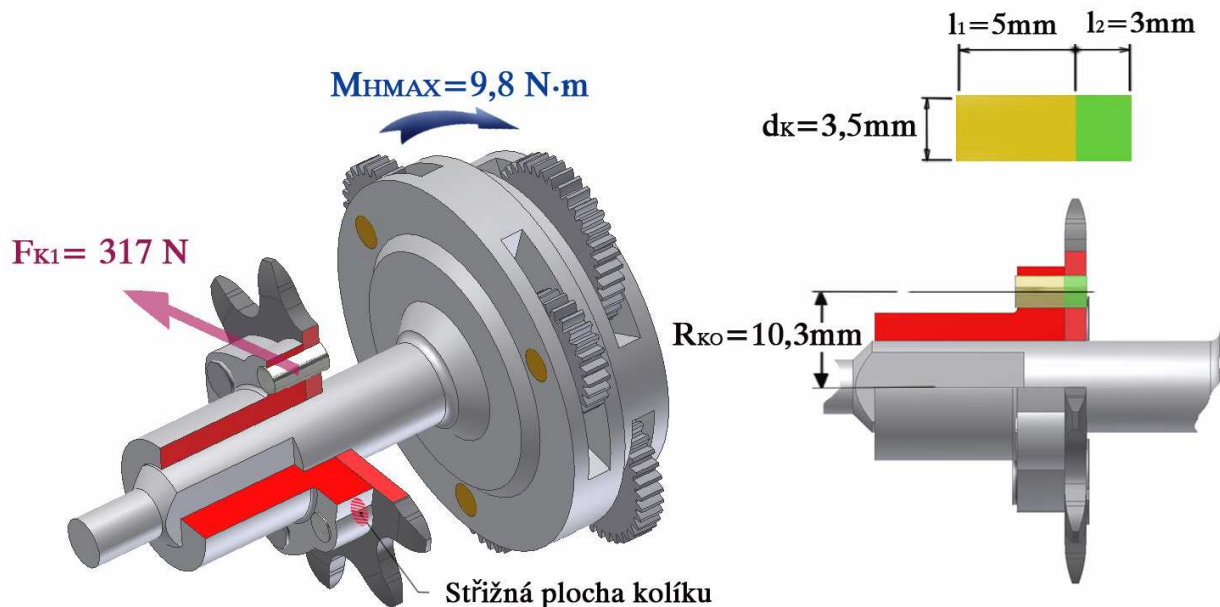
$$H_m = z \cdot P_H = 9 \cdot 0,8 = 7,2 \text{ mm} \quad (9.16)$$

Potřebná výška matice pro vyvození patřičné síly ve šroubu F_{os} vyšla 7,2 mm. Skutečná šířka závitové části v unášeči je ale pouze 5 mm. Z kontroly matice plyne, že nyní je v jízdním kole unášeč s pastorkem smontován s menší silou ve šroubu F_{os} , než je potřebná pro spolehlivý spoj. Všechny tři šrouby jsou tedy nyní pravděpodobně při provozu namáhány na stříh, což pro šrouby z konstrukčního hlediska není dobré. Závitová část v unášeči není dostatečně dlouhá. Toto omezení vyplynulo z minimálního prostoru na výstupní části použité převodovky.

9.3 NÁVRH ALTERNATIVNÍHO UNÁŠEČE PRO ŘETĚZOVÝ PASTOREK

Pro zlepšení dosavadního řešení se nabízí varianta změnit dosavadní typ šroubu na lícovaný šroub. Tato varianta ale není použitelná z důvodu, že zde není žádný prostor pro matici. Proto volím další alternativu, že do tohoto již smontovaného spojení dvou dílů, nechám zapustit ještě další tři střížné kolíky. Tyto kolíky by měly přenést celkovou střížnou sílu, od kroutícího momentu. Tři dosavadní šrouby tak zajistí pouze axiální pojištění mezi unášečem a pastorkem. Vyvozená síla ve šroubech pak nemusí být velká.

Kolíky jsou umístěny na stejném roztečném poloměru $R_{KO} = 10,3 \text{ mm}$ jako šrouby. Ve výpočtu zavádím maximální obvodovou sílu, která je dána maximálním momentem M_{HMAX} . Tento maximální moment, který může krátkodobě nastat při rozběhu motoru.



Obr. 9.4

Maximální moment na řetězovém pastorku:

$$M_{HMAX} = Me_{MAX} \cdot i_c = 0,6 \cdot 16,4 = 9,8 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (9.17)$$

Celková maximální střižná síla ve všech třech kolících:

$$F_3 = \frac{M_{HMAX}}{R_{KO}} = \frac{9,8}{0,0103} = 951 \text{ N} \quad (9.18)$$

Smyková síla pro jeden kolík:

$$F_{K1} = \frac{F_3}{3} = \frac{951}{3} = 317 \text{ N} \quad (9.19)$$

Napětí ve stříhu kolíku:

$$\sigma_s = \frac{F_{K1}}{S_K} = \frac{F_{K1}}{\frac{\pi \cdot d_K^2}{4}} = \frac{317}{\frac{\pi \cdot 3,5^2}{4}} = 32,9 \text{ MPa} \quad (9.20)$$

Dle literatury [2] volím pro mat. kolíku 11 600 dovolené napětí ve střihu $\sigma_{SD} = 65 \text{ MPa}$

$$\sigma_s \leq \sigma_{SD} \quad (9.21)$$

$$32,9 \text{ MPa} < 65 \text{ MPa} \Rightarrow \text{kolík ve střihu vyhovuje}$$

Tlak na kolík od řetězového pastorku:

$$p_{KO} = \frac{F_{K1}}{S_K} = \frac{F_{K1}}{d_K \cdot l_2} = \frac{317}{3,5 \cdot 3} = 30,2 \text{ MPa} \quad (9.22)$$

Dle literatury [2] volím pro mat. kolíku 11 600 dovolené napětí v tlaku $P_D = 110 \text{ MPa}$

$$p_{KO} \leq p_D \quad (9.23)$$

$$30,2 \text{ MPa} < 110 \text{ MPa} \Rightarrow \text{kolík vyhovuje na otlačení}$$

Kontrola otvoru v unášечи pro kolík na otlačení:

$$p_{UK} = \frac{F_{K1}}{S_K} = \frac{F_{K1}}{d_K \cdot l_1} = \frac{317}{3,5 \cdot 5} = 18 \text{ MPa} \quad (9.24)$$

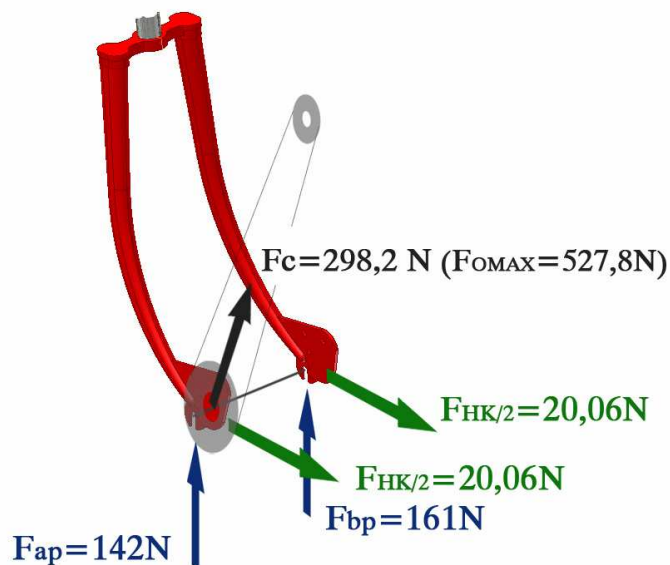
Pro mat. certal EN AW 7022, který má $R_m = 500 \text{ MPa}$ kontrola na otlačení vyhovuje

10. PEVNOSTNÍ KONTROLA VIDLICE

Všechny pevnostní analýzy provedené metodou MKP jsou počítány v programu ProEngineer

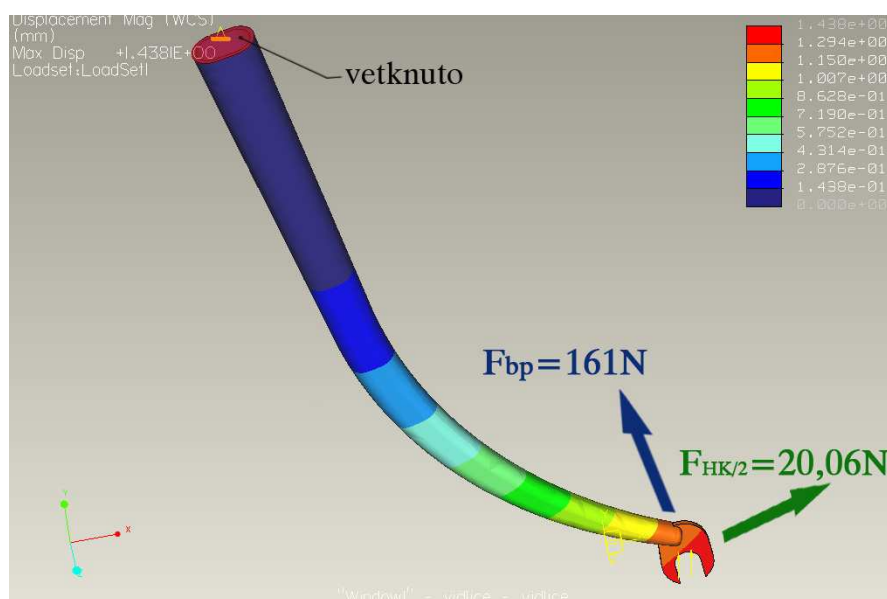
10.1 ANALÝZA TUHOSTI VIDLICE

Na obrázku 10.1 jsou vyznačeny síly působící na vidlici od hnací síly kola, od síly v řetězu a reakční síly od vozovky. Tato síla se dělí na poloviny do každé vidlice. Levá strana vidlice bude méně zatížena než pravá strana, kde je vidlice ještě zatížena od tahu síly v řetězu. Celá vidlice stejně jako rám je vyrobena z oceli.



Obr. 10.1

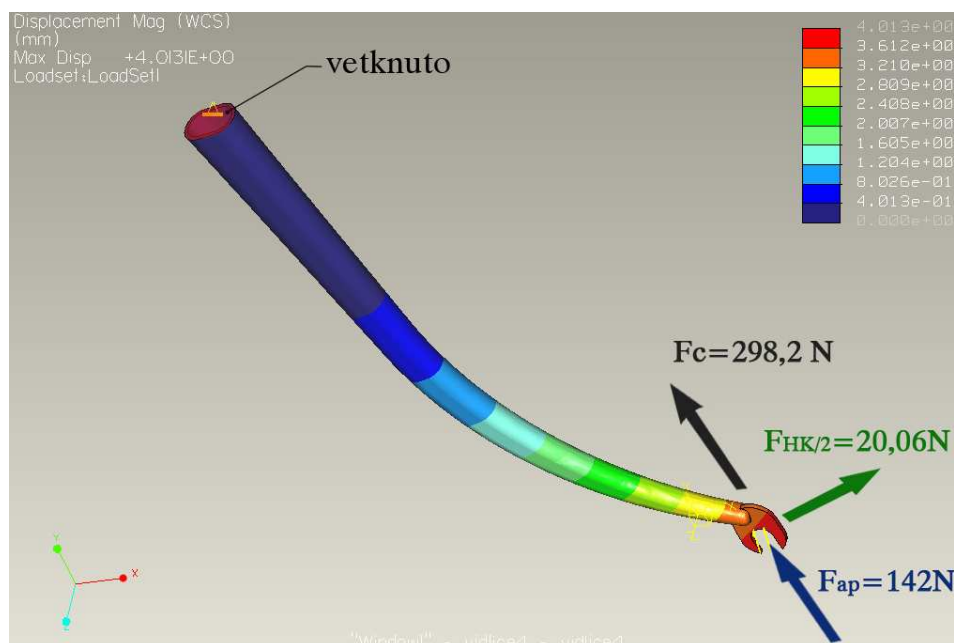
10.2 ANALÝZA LEVÉ STRANY VIDLICE METODOU MKP (DEFORMACE)



Obr. 10.2

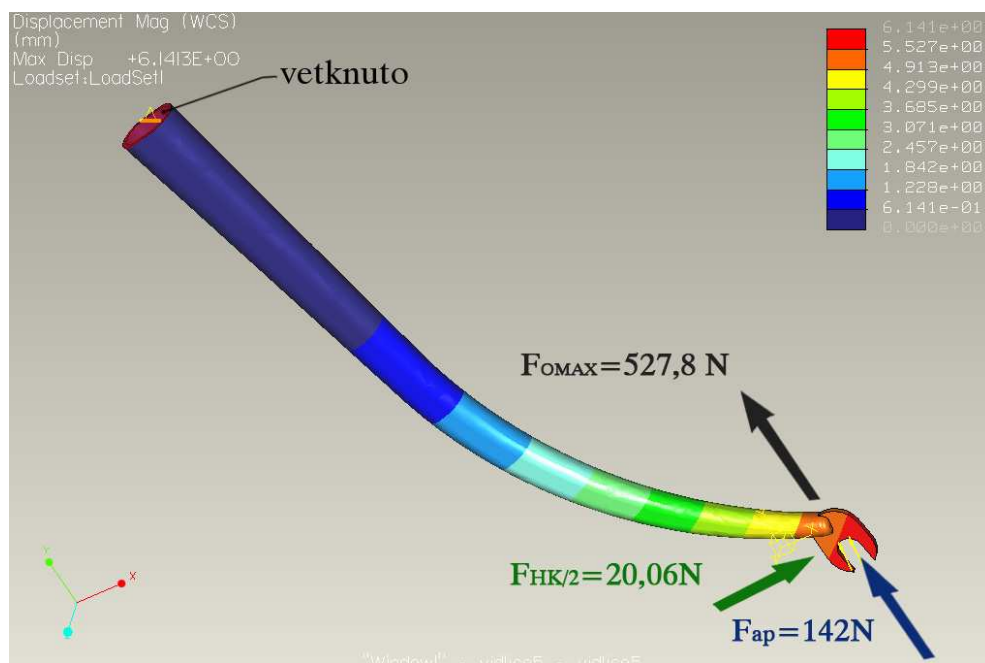
Z analýzy levé strany vidlice lze vidět maximální deformaci, která má hodnotu 1,44 mm pod daným provozním zatížením.

10.3 ANALÝZA PRAVÉ STRANY VIDLICE METODOU MKP (DEFORMACE)



Obr. 10.3

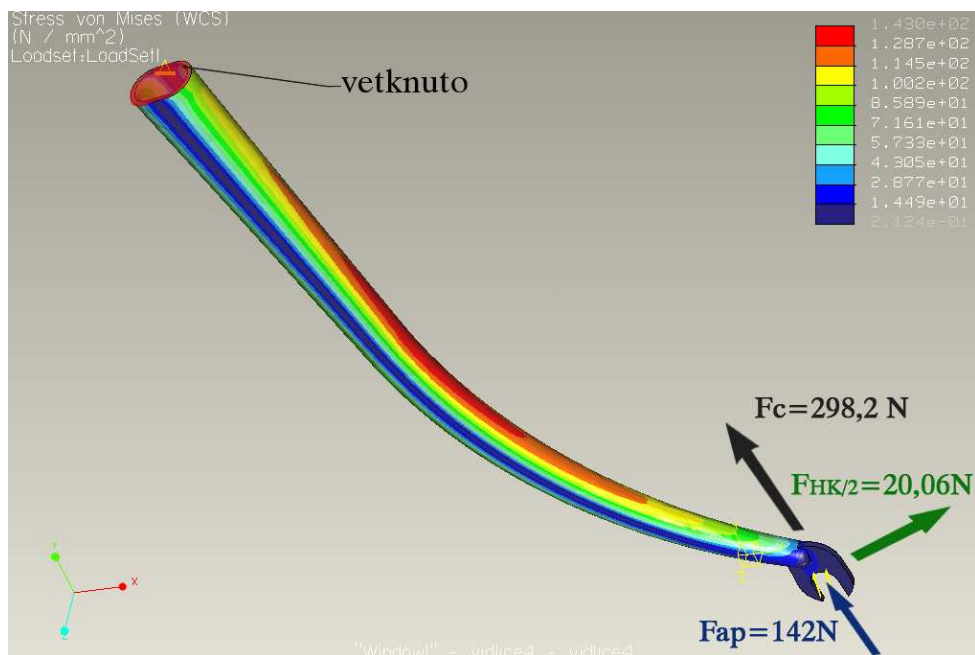
Z analýzy pravé strany vidlice lze vidět maximální deformaci, která má hodnotu 4 mm pod daným provozním zatížením od sílové složky v řetězu.



Obr. 10.4

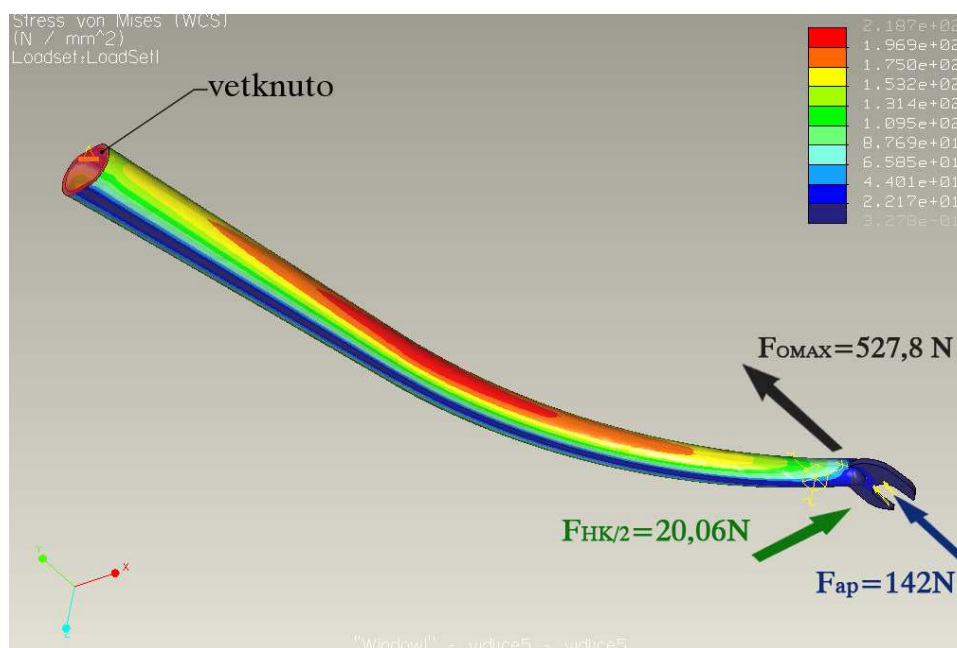
Z analýzy pravé strany vidlice lze vidět maximální deformaci, která má hodnotu 6,1 mm pod daným maximálním zatížením od sílové složky v řetězu.

10.4 ANALÝZA PRAVÉ STRANY VIDLICE METODOU MKP (NAPĚTÍ)



Obr. 10.5

Pravá strana vidlice je zatížena provozními účinky sil, které se vyskytnou na vidlici při jízdě rychlostí 30 km/hod. Maximální napětí ve vidlici je přibližně 143 MPa.



Obr. 10.6

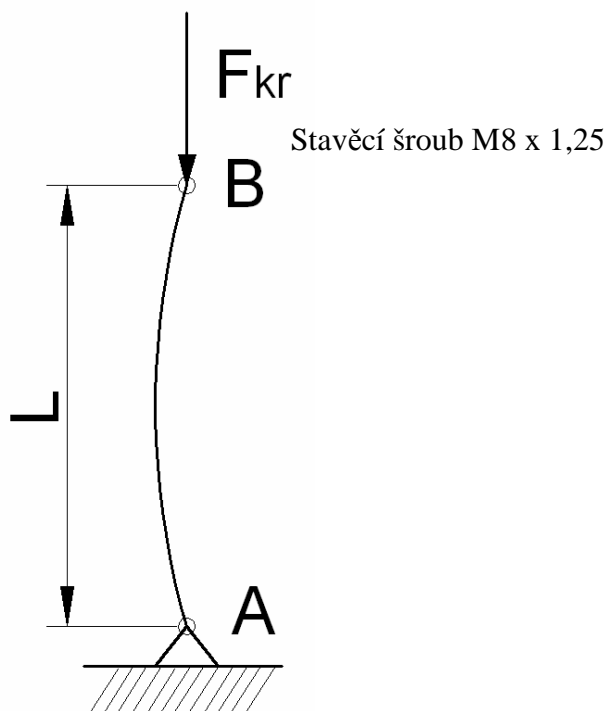
Při rozjezdu kola nebo jeho stoupání po nakloněné rovině se může zvýšit silová složka od řetězu až na hodnotu $F_{OMAX} = 527,8 \text{ N}$. Napětí může tedy přesáhnout mez kluzu, která je u běžných ocelí kolem 180 MPa. Maximální napětí vypočítané metodou MKP je přibližně 219 MPa. Dalším nepříznivým vlivem je i koroze, která se může vyskytnout ve vnitřním prostoru

samotné vidlice. Při prvních testech elektrokola, kdy se uskutečnil rozjezd z rychlosti zhruba 6 km/hod na 20 km/hod se vidlice na pravé straně skutečně trvale prohnula zhruba o 5 mm. Tento nepříznivý vliv od silové složky hnacího řetězu se vyřešil stavěcím (rozpěrným) šroubem.

Šroub je namáhán na vzpěr. Pro danou maximální rychlost kola 30 km/hod je síla v řetězu rovna $F_c = 298,7 \text{ N}$, která způsobí deformaci vidlice až na 4 mm (viz. MKP metoda obr. 10.3). Při rozběhu kola se v řetězu může krátkodobě projevit i vyšší síla F_{OMAX} . Tento krátkodobý vzrůst síly by mohl vidlici zdeformovat až na 6,1 mm. Všechny tyto silové účinky od řetězu kompenzuje právě stavěcí šroub M8.

10.5 NÁVRH A KONTROLA STAVĚCÍHO ŠROUBU:

Stavěcí šroub pomáhá kompenzovat silové účinky od řetězu. Bez tohoto šroubu by řetěz v provozu a jeho silové účinky zřejmě zapříčinily trvalou deformaci pravé strany vidlice.



Obr. 10.7

$$I_{\min} = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} = \frac{\pi \cdot 6,466^4}{64} = 85,8 \text{ mm}^4 \quad (10.1)$$

$$F_{KR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{\min}}{L^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 85,8}{200^2} = 4446 \text{ N} \quad (10.2)$$

$$F_{KR} > F_{OMAX}^I \quad (10.3)$$



Obr. 10.8

$4446 \text{ N} > 527,8 \text{ N}$ Šroub na vzpěr vyhovuje

Kritická síla, která by dokázala ohnout stavěcí šroub M 8 x 1,25 v délce 200 mm, je několika násobně větší než maximální síla, která se v tomto šroubu může od tahu řetězu objevit.

11. PEVNOSTNÍ KONTROLA UNÁŠEČE

Dvoustupňová planetová převodovka je vybavena dvěma unášeči. Pro pevnostní kontrolu jsem si vybral unášeč na výstupní straně, kde je největší zatížení. Moment $M_{HP} = 5,53 \text{ N}\cdot\text{m}$ přenášený výstupním unášečem je přenesen přes tři satelity. Každý ze satelitu nese 1/3 zátěže. Pro kontrolu unášeče je také zapotřebí zkontrolovat čepy, na kterých jsou uloženy satelity. Největší namáhání čepů v tlaku je právě v místě uložení unášeče.

Unášeč budu dimenzovat na maximální moment M_{HMAX} , který může krátkodobě nastat při rozběhu motoru.

Celková maximální obvodová síla v unášeči na kružnici středů satelitů:

$$F_U = \frac{M_{HMAX}}{a_w} = \frac{9,8}{0,01875} = 525 \text{ N} \quad (11.1)$$

Síla v unášeči pro jeden satelit:

$$F_{U1}^I = \frac{F_U}{n} = \frac{525}{3} = 175 \text{ N} \quad (11.2)$$

Pro nesouměrnost přenosu všech tří sil v satelitech, sílu pro jeden satelit zvětším o koeficient 1,2.

$$F_{U1} = F_{U1}^I \cdot 1,2 = 175 \cdot 1,2 = 210 \text{ N} \quad (11.3)$$

Tlak na čep od unášeče:

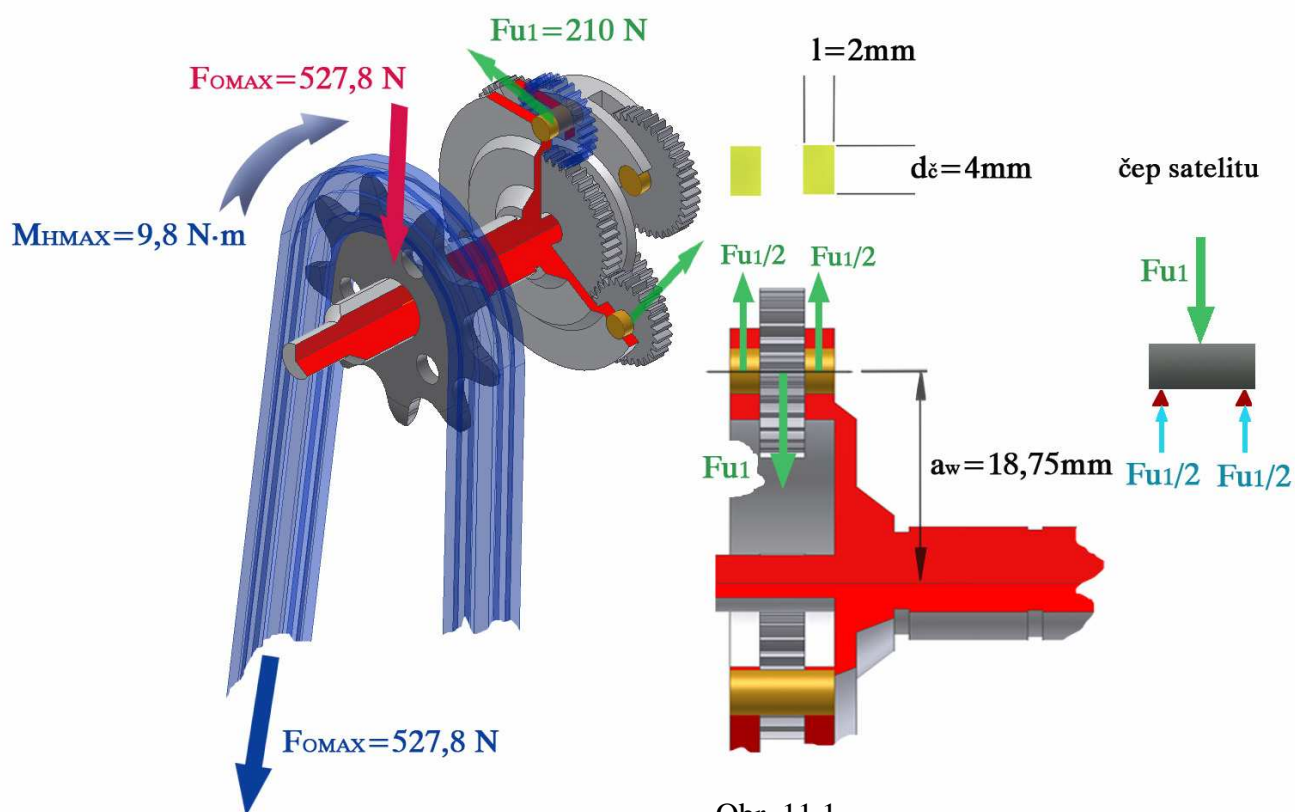
$$p_{\check{c}} = \frac{F_{U1}/2}{S_{\check{c}}} = \frac{F_{U1}}{d_{\check{c}} \cdot l} = \frac{210/2}{4 \cdot 2} = 13,13 \text{ MPa} \quad (11.4)$$

Dle literatury [2] volím pro mat. čepu 11 600 dovolené napětí v tlaku $p_d = 110 \text{ MPa}$

Kontrola dovoleného tlaku na čepu:

$$p_{\check{c}} \leq p_d \quad (11.5)$$

13,13 MPa < 110 MPa - čep vyhovuje



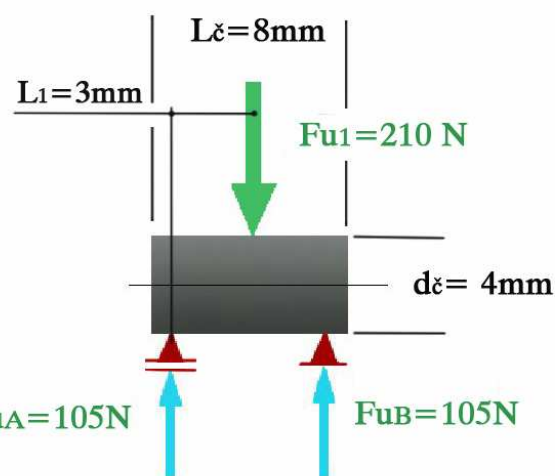
Obr. 11.1

Kontrola ohybového zatížení čepu:

$$M_o = F_{u1} \cdot L_1 = 210 \cdot 3 = 630 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (11.6)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_c^3}{32} = \frac{\pi \cdot 4^3}{32} = 6,28 \text{ mm}^3 \quad (11.7)$$

$$\sigma_{o\max} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{630}{6,28} = 100 \text{ MPa} \quad (11.8)$$



Obr. 11.2

Dle literatury [2] volím pro mat. kolíku 11 600 dovolené napětí v ohybu $\sigma_{od} = 150 \text{ MPa}$

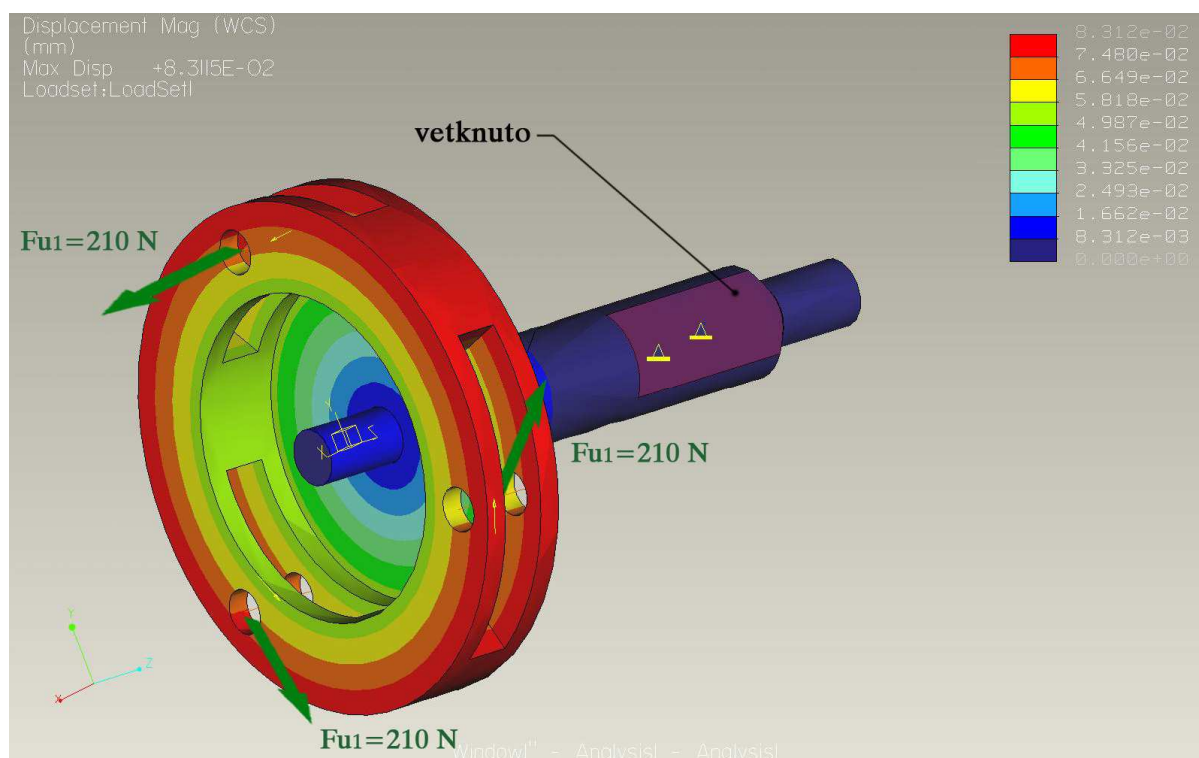
$$\sigma_{o\max} \leq \sigma_{od} \quad (11.9)$$

$$100 \text{ MPa} < 150 \text{ MPa} \Rightarrow \text{čep vyhovuje}$$

Axiální pojištění čepů v unášeči bude provedeno roztemováním na jejich čele. Čepy jsou pevně uloženy v unášeči. Satelity na těchto čepch jsou uloženy kluzně.

11.1 ANALÝZA UNÁŠEČE METODOU MKP (DEFORMACE)

Pomocí analýzy MKP jsem ověřil správnost návrhu unášeče, jehož součástí je i výstupní hřídel z planetové převodovky. Na plošce hřídele, kde je nasunut unášeč s řetězovým pastorkem, jsem tuto hřídel vetkl. Na všech třech otvorech, kde jsou čepy na satelity, jsem umístil tři obvodové síly F_{u1} . Hlavu unášeče jsem tak analyzoval jen na prostý krut způsobený od satelitů.

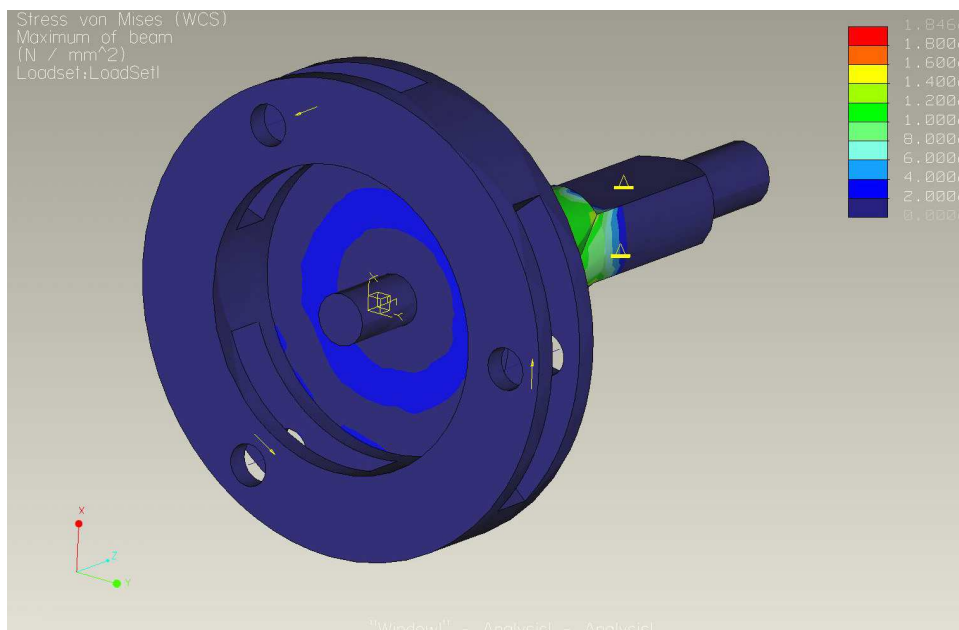


Obr. 11.3

Samotný unášeč je namáhán na krut od tří obvodových sil, které působí od čepů satelitů. Tyto tři obvodové síly jsou maximální, které se mohou objevit pouze krátkodobě při samotném rozběhu motoru. Maximální velikost deformace, která se při výpočtu unášeče ukázala je 0,083 mm. Tato deformace je pro danou aplikaci přípustná.

11.2 ANALÝZA UNÁŠEČE METODOU MKP (NAPĚTÍ)

Velikost napětí na unášeči vzniklé jen od čistého krutu se pohybuje kolem 35 MPa. Tvar unášeče konstrukčně vyhovuje. Materiál pro unášeč může být z běžné oceli 11 600. Ve všech předchozích pevnostních kontrolách jsou napětí na unášeči minimální. Unášeč je potřeba ještě zkontrolovat na ohyb od řetězového pastorku.



Obr. 11.4

11.3 KONTROLA ČEPŮ NA SATELITECH

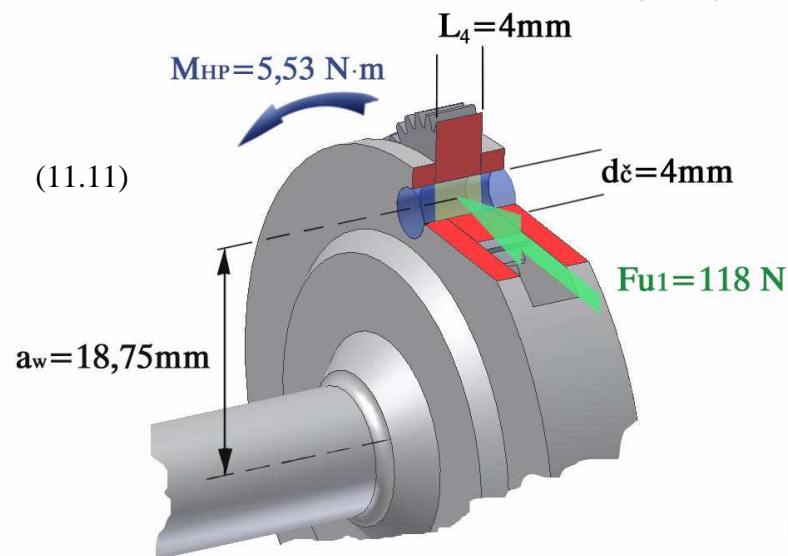
Čepy jsou kontrolovány při provozním zatížení planetové převodovky, které nastává při maximální rychlosti kola 30 km/hod.

Celková obvodová síla v unášeči na kružnici středů satelitů:

$$F_U = \frac{M_{HP}}{a_w} = \frac{5,53}{0,01875} = 294,9 \text{ N} \quad (11.10)$$

Síla v unášeči pro jeden satelit:

$$F_{U1}^I = \frac{F_U}{n} = \frac{294,9}{3} = 98,3 \text{ N} \quad (11.11)$$



Obr. 11.5

$$F_{U1} = F_{U1}^I \cdot 1,2 = 98,3 \cdot 1,2 = 118 \text{ N} \quad (11.12)$$

Kvůli nerovnoměrnosti přenosu sil v satelitech sílu pro jeden satelit zvětším koeficientem 1,2.

Tlak v čepu způsobený od satelitu:

$$p_c = \frac{F_{U1}}{S_c} = \frac{F_{U1}}{L_4 \cdot d_c} = \frac{118}{4 \cdot 4} = 7,37 \text{ MPa} \quad (11.13)$$

Dle literatury [13] pro čep na kterém se otáčí satelit (ocel na ocel) volím $P_D = 10 \text{ MPa}$

$$p_c \leq p_D \quad (11.14)$$

$$7,37 \text{ MPa} < 10 \text{ MPa} \Rightarrow \text{čep vyhovuje}$$

11.4 KONTROLA VÝSTUPNÍ HŘÍDELE NA UNÁŠEČI

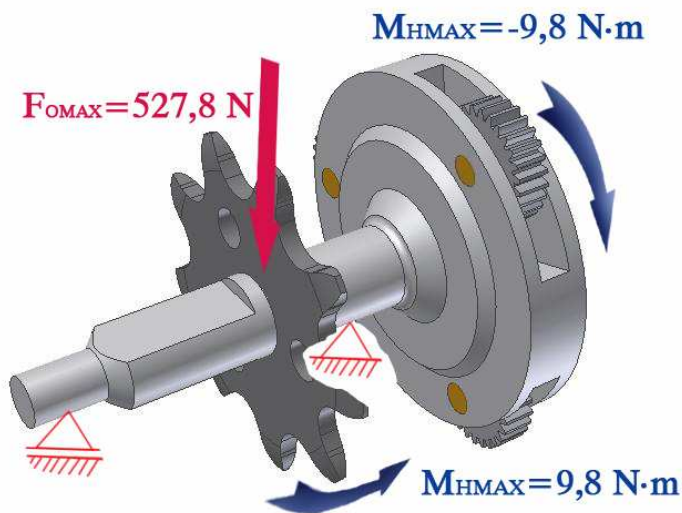
Hřídel je uložena na ložiskách. Mezi tímto uložením je hřídel namáhána radiální silou od tahu řetězu. Pro vyšší bezpečnost dosazuji maximální sílu $F_{OMAX} = 527,8 \text{ N}$ a moment $M_{HMAX} = 9,8 \text{ N}\cdot\text{m}$. Tyto maximální účinky se mohou na hřídeli projevit jen krátkodobě.

Tab. 11.1 Výsledky výpočtu:

Maximální napětí v ohybu	σ_o	93,245 MPa
Maximální napětí v krutu	τ_c	49,911 MPa
Maximální průhyb	f_{max}	7,308 mikron

Obvodová síla na řetězovém pastorku při maximálním momentu motoru:

$$F_{OMAX} = \frac{M_{HMAX}}{R_{KK1}} = \frac{9,8}{0,018566} = 527,8 \text{ N} \quad (11.15)$$



Obr. 11.6

Výpočet redukovaného napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau_c^2} = \sqrt{93,2^2 + 4 \cdot 49,9^2} = 136,55 \text{ MPa} \quad (11.16)$$

Materiál unášeče volím 11 600, mez kluzu Re volím dle literatury [2] $Re = 300 \text{ MPa}$

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{300}{136,55} = 2,2 \quad (11.17)$$

Dle literatury [1] volím bezpečnost $k = 1,5$

$$k_s \geq k \quad (11.18)$$

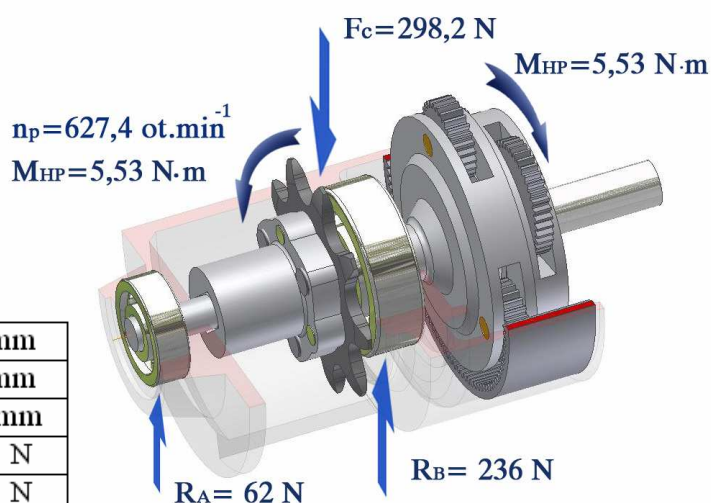
$2,2 > 1,5$ statická bezpečnost vyhovuje

11.5 KONTROLA LOŽISEK V PODPORÁCH

Ložiska jsou navržena a dimenzována na provozní zatížení, které odpovídá maximální rychlosti kola 30 km/hod. Obě ložiska jsem zvolil s těsněním RS-1. Podpory R_A a R_B byly určeny v programu Inventor 2008.

Tab. 11.2 Ložisko SKF 618/6 - RS1:

Vnitřní průměr	D_1	6 mm
Vnější průměr	D_2	13 mm
Šířka ložiska	B_1	3,5 mm
Základní dynamická únosnost	C	884 N
Základní statická únosnost	C_o	345 N
Radiální zatížení ložiska	R_B	62 N



Obr. 11.7

$$L_{h10} = \left(\frac{C}{R_A} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_p} = \left(\frac{884}{62} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 627,4} = 76999 \text{ hod} \quad (11.19)$$

Tab. 11.3 Ložisko SKF 61900 - RS1:

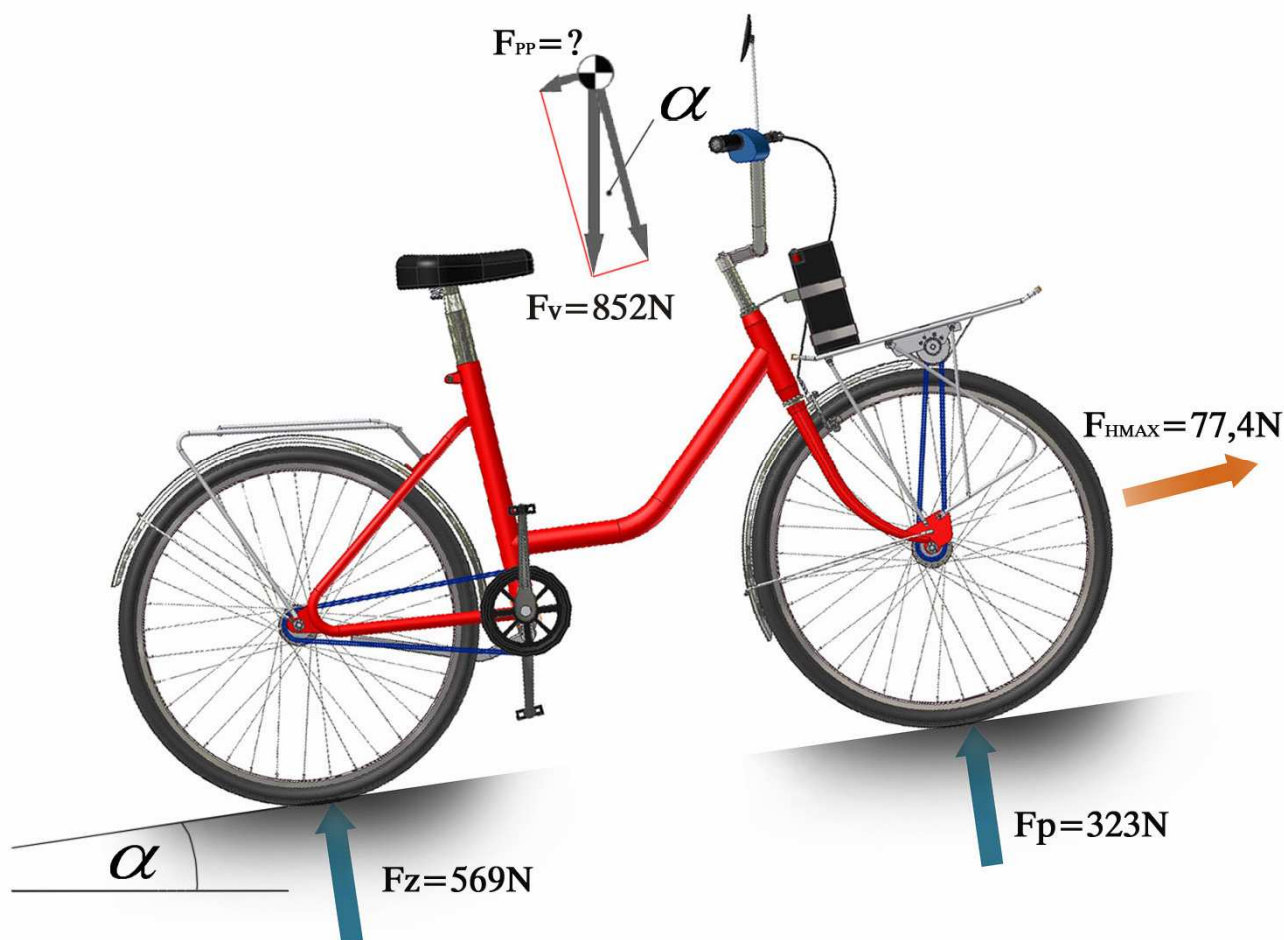
Vnitřní průměr	D_1	10 mm
Vnější průměr	D_2	22 mm
Šířka ložiska	B_1	6 mm
Základní dynamická únosnost	C	2080 N
Základní statická únosnost	C_o	850 N
Radiální zatížení ložiska	R_B	236 N

$$L_{h10} = \left(\frac{C}{R_B} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_p} = \left(\frac{2080}{236} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 627,4} = 18186,8 \text{ hod} \quad (11.20)$$

Kuličková ložiska v planetové převodovce pro provozní zatížení vyhovují a mají dostatečnou životnost.

12. MAXIMÁLNÍ STOUPAVOST JÍZDNÍHO KOLA

Maximální stoupavost jízdního kola je dána maximálním výkonem pohonné jednotky. V kap. 6.2 je momentová charakteristika střídavého motoru POWER 25. Motor pracuje s optimálním proudem 32 A, krátkodobě je schopen unést až 40 A. Zvolený regulátor, který řídí proud v motoru je schopen při každém přetížení motor vypnout. Pro výpočet stoupavosti kola vycházím z maximálního momentu, který motor vyvine. Zvýší se tak hnací síla celého kola. Tato maximální síla se pak musí rovnat všem odporům jízdního kola a síle, která působí v těžišti a při nakloněné rovině působí proti směru pohybu. K určení sklonu nakloněné roviny (jízda do kopce) nemusíme znát polohu těžiště. Předpokládám, že naklonění nebude velké natolik, abych měnil a přepočítával velikost reakcí od předního a zadního kola. Jediný odpor, který se zmenší bude čelní odpor kola a jezdce. Při stoupání po nakloněné rovině se zvýší moment motoru na maximální hodnotu, ale otáčky klesnou, tudíž klesne i rychlost jedoucího kola.



Obr. 12.1

Maximální moment $M_{HMAX} = 9,8 \text{ N}\cdot\text{m}$ na řetězovém pastorku viz. vzorec 9.1.

Maximální moment na předním řetězovém hnaném kole:

$$M_{HKMAX} = M_{HMAX} \cdot i_f = 9,8 \cdot 2,444 = 24 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (12.1)$$

Maximální hnací síla na kole:

$$F_{HMAX} = \frac{M_{HKMAX}}{R_k} = \frac{24}{0,31} = 77,4 \text{ N} \quad (12.2)$$

Otáčky na řetězovém pastorku při max. momentu motoru:

Otáčky motoru při maximálním momentu jsou $n_{PMIN} = 9000 \text{ ot}\cdot\text{min}^{-1}$ viz. graf. 6.1

Převodový poměr planetové převodovky $i_C = 16,4$

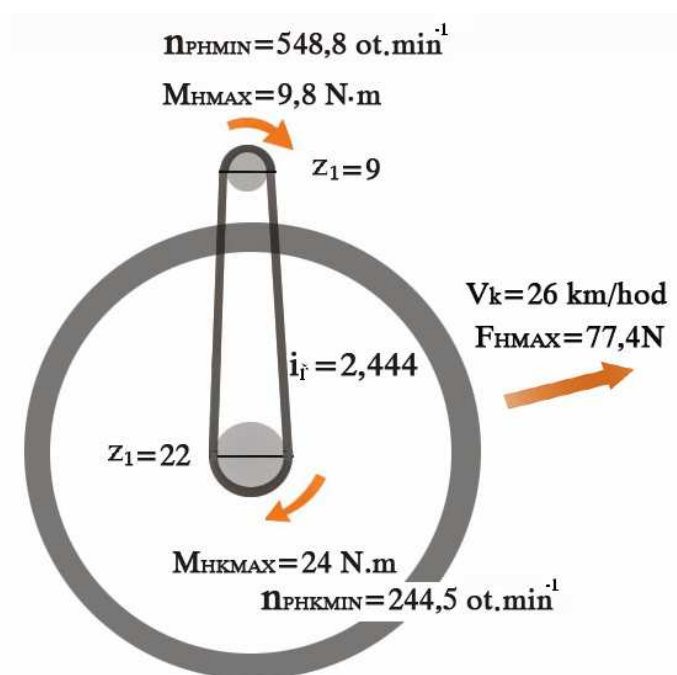
$$n_{PHMIN} = \frac{n_{PMIN}}{i_C} = \frac{9000}{16,4} = 548,8 \text{ ot}\cdot\text{min}^{-1} \quad (12.3)$$

Otáčky předního kola při max. momentu motoru:

$$n_{PHKMIN} = \frac{n_{PHMIN}}{i_f} = \frac{548,8}{2,444} = 224,5 \text{ ot}\cdot\text{min}^{-1} \quad (12.4)$$

Rychlost jízdního kola:

$$v_k = ok \cdot n_{PHKMIN} = 1,947 \cdot \frac{224,5}{60} = 7,28 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1} \Rightarrow 7,28 \cdot 3,6 = 26 \text{ km/hod} \quad (12.5)$$



Obr. 12.2

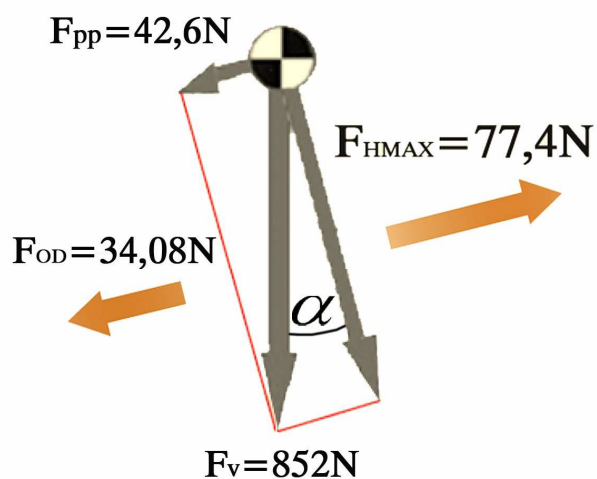
Výpočet čelního odporu při nižší rychlosti:

$$O_{\check{C}MIN} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_K^2 \cdot S_x \cdot c_x = 0,5 \cdot 1,293 \cdot 7,28^2 \cdot 0,617 \cdot 0,8 = 16,9 \text{ N} \quad (12.6)$$

Součet všech odporů při jízdě rychlostí 26 km/hod:

$$F_{OD} = O_{\check{C}MIN} + O_{v1} + O_{v2} + Q_{TC} = 16,9 + 6,06 + 11 + 0,12 \text{ N} = 34,08 \text{ N} \quad (12.7)$$

$$F_{PP} = F_{HMAX} - F_{OD} = 77,4 - 34,08 = 42,6 \text{ N} \quad (12.8)$$



Obr. 12.3

$$\sin \alpha = \frac{F_{PP}}{F_v} = \frac{42,6}{852} = 2,86^\circ \quad (12.9)$$

Při maximálním momentu na motoru jízdní kolo vyjede rychlostí 26 km/hod po nakloněné rovině pod maximálním úhlem 3° . Stoupavost elektrokola odpovídá přibližně 5 ‰.

13. DOJEZD JÍZDNÍHO KOLA PO HORIZONTÁLNÍ TRATI

Střídavý motor je napájen Aku-články 4 x Li-pol. Jeden rychlobíjecí Li-pol článek má napětí 3,3V. Celkově napětí pro motor je tedy 4 x 3,3 V \Rightarrow 13,2 V. Kapacita článků je 5000 mAh. Pro kolo volím 2 pack x 4 Li-pol články. Aku-články 2 x 4 budou spojeny paralelně takže se jejich kapacita zdvojnásobí na 10 000 mAh. Rychlost kola, která byla stanovena na 30 km/hod byla jako maximální, aby se všechny součástky pohonné jednotky dimenzovaly s dostatečnou bezpečností. Cestovní úsporná rychlost kola se pohybuje kolem 20 km/hod. Konkurenční kola jsou také navržena pro cestovní rychlost 20 km/hod.

Otáčky předního kola při rychlosti 20 km/hod:

$$\text{Cestovní rychlost jízdního kola } v_{20} = 20 \text{ km/h} \Rightarrow v_{20} = 5,55 \text{ m.s}^{-1} \quad (13.1)$$

$$n_{PHK20} = \frac{v_{20}}{o_K} = \frac{5,55}{1,947} = 2,85 \text{ ot.s}^{-1} \Rightarrow 171 \text{ ot.min}^{-1} \quad (13.2)$$

Otáčky na řetězovém pastorku:

$$n_{PH20} = n_{PHK20} \cdot i_f = 171 \cdot 2,444 = 418 \text{ ot.min}^{-1} \quad (13.3)$$

Otáčky na motoru:

$$n_{EM20} = n_{PH20} \cdot i_C = 418 \cdot 16,4 = 6855 \text{ ot.min}^{-1} \quad (13.4)$$

Moment na el. motoru potřebný pro jízdu rychlostí 20 km/hod:

Výpočet čelního odporu při rychlosti dané rychlosti:

$$O_{C20} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_{20}^2 \cdot S_x \cdot c_x = 0,5 \cdot 1,293 \cdot 5,55^2 \cdot 0,617 \cdot 0,8 = 9,83 \text{ N} \quad (13.5)$$

Součet všech odporů při jízdě rychlostí 20 km/hod:

$$F_{OD} = O_{C20} + O_{v1} + O_{v2} + Q_{TC} = 9,83 + 6,06 + 11 + 0,12 \text{ N} = 27 \text{ N} \quad (13.6)$$

Moment na předním kole při dané rychlosti:

$$M_{HK20} = F_{H20} \cdot R_K = 27 \cdot 0,31 = 8,37 \text{ N.m} \quad (13.7)$$

Moment na řetězovém pastorku:

$$M_{PH20} = \frac{M_{HK20}}{i_f} = \frac{8,37}{2,444} = 3,42 \text{ N.m} \quad (13.8)$$

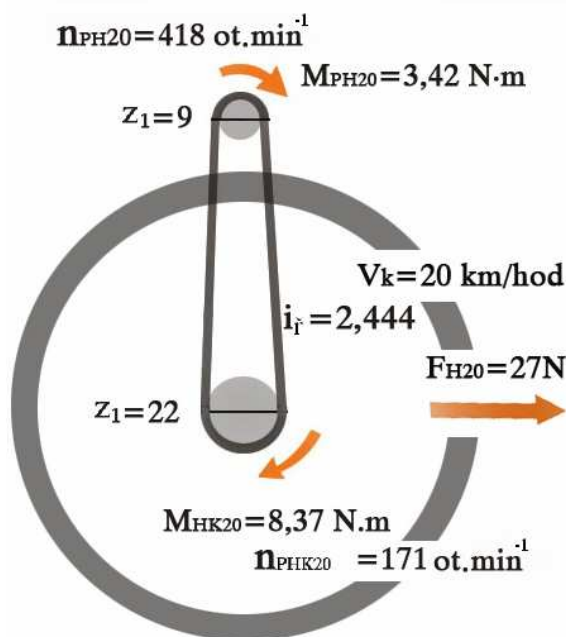
Moment na el. motoru:

$$M_{EM20} = \frac{M_{HP20}}{i_c} = \frac{3,42}{16,4} = 0,2 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (13.9)$$

Výkon motoru při dané rychlosti:

$$P_{EM20} = M_{EM20} \cdot \omega_{EM} = M_{EM20} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{EM20}}{60} \quad (13.10)$$

$$P_{EM20} = 0,2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{6855}{60} = 143,58 \text{ W}$$



Obr. 13.1

Velikost napájecího napětí pro motor při jízdě rychlostí 20 km/hod:

Motor má přibližně 680 ot·V⁻¹. Otáčky pro danou rychlost jízdního kola na motoru jsou 6855 ot·min⁻¹.

$$U_{20} = \frac{n_{EM20}}{n_v} = \frac{6855}{680} = 10 \text{ V} \quad (13.11)$$

Při dané rychlosti jízdního kola je motor napájen přibližně 10V pomocí střídavého regulátoru otáček. Maximální napětí z Aku-článků je 13,2 V.

Velikost proudu v motoru při dané rychlosti:

$$I_{20} = \frac{P_{EM20}}{U_{20}} = \frac{143,58}{10} = 14,4 \text{ A} \quad (13.12)$$

Kapacita Aku-článků skládajících se ze dvou Aku-packu 2 x 4 x Li-pol článků je 2 x 5 000 mAh.

Přibližná doba jízdy danou rychlostí:

$$T_{20} = \frac{A_K}{I_{20}} = \frac{10}{14,4} = 0,694 \text{ hod} \Rightarrow 2500 \text{ s} \quad (13.13)$$

Přibližný dojezd jízdního kola při rychlosti 20 km/hod:

$$L_{20} = v_{20} \cdot T_{20} = 5,55 \cdot 2500 = 13888,88 \text{ m} \Rightarrow 13,88 \text{ km} \quad (13.14)$$

Dojezd jízdního kola za optimálních podmínek po horizontální trase s hmotností cyklisty 65 kg při rychlosti 20 km/hod činí přibližně 13,88 km.

14. REŠERŽE PŘEDPISŮ UPRAVUJÍCÍ PROVOZ MOTOKOL V SILNIČNÍM PROVOZU

Legislativa vztahující se k provozu jízdních kol vybavených pomocným motorkem na území ČR.

Naše motorové nástavby splňují podmínky vyhlášky Ministerstva dopravy č.341/2002 sb. přílohy č. 13 a jsou tak považována za nemotorová silniční vozidla - jízdní kola.

Nejdůležitější body vyhlášky s přílohy č.13 vztahující se k motorovým nástavbám:

- 1) Je nadále zachován původní charakter jízdního kola.
- 2) Výkon motoru nepřesáhne 1 kW.
- 3) Motor nemá objem válce (válců) větší než 50 cm³.
- 4) Maximální konstrukční rychlost nebude vyšší než 25 km/h
- 5) Montáž pohonného systému (motor, nádrž paliva) na jízdní kolo si nevyžádá zásah na jeho nosných částech.

Daný návrh elektrokola splňuje dané podmínky, které jsou dané zákonem. Maximální rychlost kola 30 km/hod, bude omezena pomocí potenciometru od střídavého regulátoru, který ovládá otáčky motoru tak, aby elektrokolo dosahovalo maximální rychlost 25 km/hod.

15. ZÁVĚR

Cílem práce bylo navrhnout a pevnostně zkontrolovat elektropohon pro kolo značky Liberta poháněné střídavým elektromotorem. Na začátku práce je ukázáno dosavadní řešení zmotorizovaných kol, které se vyrábí v hromadné výrobě a také amatérská předělávaná kola na elektropohon.

Pro kolo bylo zvoleno umístění motoru s planetovou převodovkou, řetězovým převodem a akumulátory v přední části kola. Zadní část rámu i hnacího řetězu na pedály je ponechána v původním stavu. Motor pohání přední kolo a je navržen a dimenzován pro hmotnost osoby cca 65 kg. Výkon motoru byl určen pro jízdní odpory kola, které jsem počítal při maximální rychlosti 30 km/hod. Díky této maximální rychlosti, které se v běžném provozu nedosáhne (norma předepisuje max. rychlost elektrokol 25 km/hod) byly všechny součástky navrženy a pevnostně zkontrolovány na straně větší bezpečnosti. V případech, kdy původní součást nebyla optimálně zkonstruována a vyrobena jsem navrhl další alternativní řešení. Použitá dvoustupňová planetová převodovka s vysokým převodovým poměrem $i_c=16,4$ pomohla zvýšit kroutící moment motoru přes řetězový převod až k hnacímu přednímu kolu. K samotnému provozu a rozběhu kola se počítalo s tím, že samotný motor není určen ani dimenzován pro rozjezd z nulové rychlosti na provozní rychlost 20 km/hod. Střídavé motory této velikosti nemají potřebný moment při nízkých otáčkách. Jízdní kolo je potřeba v provozu rozšlapat na minimální rychlost 10 km/hod a pak lze spustit pomocí potenciometru ovládaném na pravé straně řídítek (rukojeť) pohonnou jednotku.

Při konstrukci a přestavbě kola se dbalo také na to, aby byl zachován jeho původní charakter a tvar. Hnací jednotku jsem se snažil navrhnout a vyrobit co nejprecizněji, nejlevněji a s minimální hmotností. Původní kolo, které nyní pohání olovený akumulátor s napětím 12 V by se mělo vylepšit o lehčí a výkonnější rychlodobíjecí Li-pol články s napětím od 13,2 V do 16,5 V. Při výměně těchto akumulátorů by nynější váha kola (22 kg) měla klesnout na 19,5 kg. Při zvýšení tohoto provozního napětí se zvýší také provozní rychlost. Ta se následně omezí na výchylkách potenciometru ovládaného v rukojeti na řídítkách kola. Pevnostní výpočty provedené metodou konečných prvků pro přední vidlici kola prokázaly ve výsledcích stejné deformace jaké vznikly i ve skutečnosti při prvních testech kola, kdy pohonná jednotka ještě nebyla vybavena rozpěrným stavěcím šroubem. Při prvních jízdách se přední vidlice u kola skutečně trvale prohnula o hodnotu 4 až 5 mm. Tento původní pevnostní nedostatek vyřešil právě vhodně navržený a ukotvený šroub M8, který pohlcuje veškeré tahové síly způsobené od hnacího řetězu.

Elektrokolo je schopno dojet při optimální rychlosti 20 km/hod asi 14 km. Dobíjecí čas akumulátorů značky Li-pol se pohybuje kolem 10 min. První prototyp postaveného elektrokola považují za úspěšný. Při provozu je bezpečný, spolehlivý a přesně splňuje podmínky navržené při jeho konstrukci. Veškeré úpravy na kole jdou rozeznat spíše z blízka a kolo je použitelné i bez elektropohonu. Skutečné provozuschopné kolo poháněné střídavým motorem je v příloze (1.9, 2.0, 2.1). Kolo odpovídá předpisům upravujícím provoz motokol v silničním provozu.

16. POUŽITÁ LITERATURA

- [1] Kaláb, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*, 1. vyd. VŠB-TU Ostrava 2007. 91 s. ISBN 978- 80-248-1290-8
- [2] Leinveber, J., Vávra, P.: *Strojnické tabulky*, Scientia, Praha, 1999, ISBN 80-7183-164-6
- [3] Pospíšil, F.: *Závitová a šroubová spojení*, 1. vyd. Praha: SNTL, 1968. 263 s.
- [4] Dejl, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I– Spojovací části strojů*, Ostrava, Montanex, 2000. 225 s. ISBN 80-7225-018-3
- [5] Němec, J. a kol.: *Pružnost a pevnost ve strojírenství*, 1. vyd. Praha: SNTL, 1989. 599 s. ISBN 80-03-00193-5
- [6] Bolek, A., Kochman, J.: *Části strojů I*, 1. vyd. Praha: SNTL, 1989, ISBN 80-03-00046-7
- [7] Moravec, V.: *Mechanické a hydraulické převody*, 2. vyd. VŠB-TU Ostrava, 2006. 107 s. ISBN 80- 248-1057-3
- [8] Vlk, F.: *Dynamika motorových vozidel*, 1. vyd. Brno 2000. 434 s. ISBN 80-238-5273-6
- [9] Boháček, F.: *Části a mechanismy strojů III Převody*, 2. vyd. Brno 1987. 267 s.
- [10] Brát, V.: *Příručka kinematiky s příklady*, 2. vyd. Praha: SNTL, 1976. 273 s.
- [11] Němček, M.: *Řešené příklady z Částí a Mechanismů strojů: Spoje*, 2. vyd. VŠB-TU Ostrava, 2008. 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8
- [12] Moravec, V., Havlík, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*, 1.vyd. VŠB-TU Ostrava, 2005. 64 s. ISBN 80-248-0878-1
- [13] Kaláb, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů*, 1. vyd. VŠB-TU Ostrava 2008. 90 s. ISBN 978-80-248-1860-3
- [14] Kaláb, K.: *Příručka-řetěz*. Vysokoškolská příručka, VŠB-TU Ostrava 2008
- [15] Jiří G. Trmal.: *Rozbor extrémních dynamických stavů strojů a mechanismů*, 1. vyd. Praha, ČVUT. 2004. 104 s. ISBN 80-01-02906-9
- [16] Katalog SKF 2005
- [17] Norma ČSN 014809 *Výpočet řemenových převodů* 1993

[18] RC Revue 6/2008

[19] <http://www.youtube.com>

[20] <http://www.elektrokola.cz>

[21] <http://www.ela.cz>

17. PŘÍLOHY

Příloha [1.1] Zadání	Pastorek $z_{11}=24$, Satelit $z_{12}=39$
Příloha [1.2] Výsledná geometrie soukolí	Pastorek $z_{11}=24$, Satelit $z_{12}=39$
Příloha [1.3] Zadání	Pastorek $z_{12}=39$, Koruna $z_3=-102$
Příloha [1.4] Výsledná geometrie soukolí	Pastorek $z_{12}=39$, Koruna $z_3=-102$
Příloha [1.5] Zadání	Pastorek $z_{21}=27$, Koruna $z_3=-102$
Příloha [1.6] Výsledná geometrie soukolí	Pastorek $z_{21}=27$, Koruna $z_3=-102$
Příloha [1.7] Zadání	Satelit $z_{12}=39$, Centrální kolo $z_{22}=48$
Příloha [1.8] Výsledná geometrie soukolí	Satelit $z_{12}=39$, Centrální kolo $z_{22}=48$
Příloha [1.9] Fotka	Elektrokolo Liberta
Příloha [2.0] Fotka	Elektrokolo při testech , ovládání rychlosti
Příloha [2.1] 3D Model	Elektrokolo značky Liberta
Příloha [2.1] Výkres sestavy	Elektrokolo Liberta
Příloha [2.2] Výkres podsestavy	Dvoustupňová planetová převodovka
Příloha [2.3] Výrobní výkres	Řetězový pastorek
Příloha [2.4] Výrobní výkres	Pastorek $z_{11}=24$
Příloha [2.5] Výrobní výkres	Satelit $z_{12}=39$
Příloha [2.6] Výrobní výkres	Satelit $z_{21}=27$
Příloha [2.7] Výrobní výkres	Centrální kolo $z_{22}=48$

Příloha 1.1

Zadání

Návrh geometrie ozubených kol

Výpočet od prvního stupně planetového převodu mezi:

satelit: $z_{12}=39$ pastorek od motoru: $z_{11}=24$

Geometrický výpočet ozubení

Zadání | Míry ozubení | ☒ Vnější ☐ Vnitřní ☐ Kružlové

Povinný vstup :

Normální modul	m_n	0.5	[mm]
Počet zubů pastorku	z_1	24	
Počet zubů kola	z_2	39	
Sklon zubů roztečný	β	0.0000	[°]
Společná šířka zubů	b	3	[mm]

Výpočetní vstup :

Součet korekcí	x_Σ	0.000000	
Korekce pastorku	x_1	0.164824	
Korekce kola	x_2	-0.164824	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	15.750000	[mm]
Úhel záběru valivý čelní	α_{tw}	20.000000	[°]
Boční vůle	j_n	0.000	[mm]

Základní profil :

☒ Standard ☐ Nestandard ☐ Kružlová pata

Poměrná výška hlavy pastorku	h_{a1}^*	1.0000	
Poměrná výška hlavy kola	h_{a2}^*	1.0000	
Poměrná hlavová vůle pastorku	c_1^*	0.2500	
Poměrná hlavová vůle kola	c_2^*	0.2500	
Poměrný radius paty pastorku	ρ_{f1}^*	0.3800	
Poměrný radius paty kola	ρ_{f2}^*	0.3800	
Úhel profilu	α_n	20.0000	[°]

Nepovinný vstup :

Hlavový průměr pastorku	d_{a1}	13.16482	[mm]
Hlavový průměr kola	d_{a2}	20.33000	[mm]

Výpočetní hlavové průměry

KOMPLEXNÍ KONTROLA

Příloha 1.2

		<i>Rozměr</i>	<i>PASTOREK</i>		<i>KOLO</i>
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normální boční vůle	j_n	[mm]		0.0000	
Počet zubů	z	[-]	24		39
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	24.000		39.000
Normální modul	m_n	[mm]		0.500	
Čelní modul	m_t	[mm]		0.500	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		0	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		0	
Úhel profilu čelní	α_t	[°]		20.00000	
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]		20.00000	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]		15.75000	
Osová vzdálenost roztečná	a	[mm]		15.75000	
Jednotková korekce	x	[-]	0.16482		-0.16482
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0.08241		-0.08241
Součet jednotkových korekcí	x_Σ	[-]		0	
Jednotkové přísunutí kol	Δy	[-]		0	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	10.91482		18.08518
základní kružnice	d_b	[mm]	11.27631		18.32401
kr.začátku evolventy	d_L	[mm]	11.39820		18.61240
valivé kružnice	d_w	[mm]	12.00000		19.50000
roztečné kružnice	d	[mm]	12.00000		19.50000
hlavové kružnice	d_a	[mm]	13.16482		20.33000
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---		---
základní kružnici	s_b	[mm]	0.96247		0.95477
začátku evolventy	s_L	[mm]	0.96086		0.93539
valivé kružnici	s_w	[mm]	0.84539		0.72541
roztečné kružnici	s	[mm]	0.84539		0.72541
hlavové kružnici	s_a	[mm]	0.33058		0.39686
Šířka mezery na valivé kružnici	e_w	[mm]	0.72541		0.84539
Výška paty	h_f	[mm]	0.54259		0.70741
hlavy	h_a	[mm]	0.58241		0.41500
zubu	h	[mm]	1.12500		1.12241
Společná šířka kol	b	[mm]		3.000	
Délka evolventy	ev	[mm]	0.96205		0.91257
Měrný skluz na patě		[-]	-1.75353		-1.77410
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.63952		0.63683
Poměr b/d	ψ_d	[-]	0.250		0.154
Poměr b/ m_n	ψ_m	[-]		6.000	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1.63473	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		0	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		1.63473	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		3.00000	
Celková délka dotyku minim.	L_{smin}	[mm]		3.00000	
Celková délka dotyku maxim.	L_{smax}	[mm]		6.00000	
Čelní rozteč	p_t	[mm]		1.57080	
Čelní rozteč základní	p_{tb}	[mm]		1.47607	
Kontrolní rozměr přes zuby	W	[mm]	3.91460		6.85903
Počet měřených zubů	z_w	[-]	3		5
Minimální šířka kola pro měření	b_{min}	[mm]	---		---
Měřená konstant. tloušťka zubu	s_c	[mm]	0.74650		0.64055
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	h_c	[mm]	0.44656		0.29843
Kontrolní rozměr přes kuličky	M	[mm]	14.60700		20.73003
Průměr kuličky	d_t	[mm]	1.27869		0.91465
Poměrná výška hlavy profilu	h_a^*	[-]	1.00000		1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	c^*	[-]	0.25000		0.25000
Poměrný rádius paty profilu	ρ_f^*	[-]	0.38000		0.38000
Úhel profilu	α_n	[°]		20.00000	

Příloha 1.3

Zadání

Návrh geometrie ozubených kol

Satelit: $z_{12}=39$

Koruna: $z_3=-102$

Geometrický výpočet ozubení

Zadání | *Míry ozubení* | ☐ Vnější | ☒ Vnitřní | ☐ Kuželové | Fellow

Povinný vstup :

Normální modul	m_n	0.5	[mm]
Počet zubů pastorku	z_1	39	
Počet zubů kola	z_2	-102	
Sklon zubů roztečný	β	0.0000	[°]
Společná šířka zubů	b	3	[mm]

Výpočetní vstup :

Součet korekcí	x_Σ	0.000000	
Korekce pastorku	x_1	-0.164824	
Korekce kola	x_2	0.164824	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	-15.750000	[mm]
Úhel záběru valivý čelní	α_{tw}	20.000000	[°]
Boční vůle	j_n	0.000	[mm]

Základní profil :

☒ Standard | ☐ Nestandard | ☐ Kruhová pata

Poměrná výška hlavy pastorku	h_{a1}^*	1.0000	
Poměrná výška hlavy kola	h_{a2}^*	1.0000	
Poměrná hlavová vůle pastorku	c_1^*	0.2500	
Poměrná hlavová vůle kola	c_2^*	0.2500	
Poměrný rádius paty pastorku	ρ_{f1}^*	0.3800	
Poměrný rádius paty kola	ρ_{f2}^*	0.0000	
Úhel profilu	α_n	20.0000	[°]

Nepovinný vstup :

Hlavový průměr pastorku	d_{a1}	20.33000	[mm]
Hlavový průměr kola	d_{a2}	-49.95000	[mm]

KOMPLEXNÍ KONTROLA | | | |

Příloha 1.4

		Rozměr	PASTOREK		KOLO
Typ ozubení			Vnější		Vnitřní
Normální boční vůle	j_n	[mm]		0.0000	
Počet zubů	z	[-]	39		-102
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	39.000		-102.000
Normální modul	m_n	[mm]		0.500	
Čelní modul	m_t	[mm]		0.500	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		0	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		0	
Úhel profilu čelní	α_t	[°]		20.00000	
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]		20.00000	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]		-15.75000	
Osová vzdálenost roztečná	a	[mm]		-15.75000	
Jednotková korekce	x	[-]	-0.16482		0.16482
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	-0.08241		0.08241
Součet jednotkových korekcí	x_Σ	[-]		0	
Jednotkové přisunutí kol	Δy	[-]		0	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	18.08518		-52.08194
základní kružnice	d_b	[mm]	18.32401		-47.92432
kr.začátku evolventy	d_L	[mm]	18.61240		-51.91636
valivé kružnice	d_w	[mm]	19.50000		-51.00000
roztečné kružnice	d	[mm]	19.50000		-51.00000
hlavové kružnice	d_a	[mm]	20.33000		-49.95000
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---		1.29553
základní kružnici	s_b	[mm]	0.95477		0.08012
začátku evolventy	s_L	[mm]	0.93539		1.22181
valivé kružnici	s_w	[mm]	0.72541		0.84539
roztečné kružnici	s	[mm]	0.72541		0.84539
hlavové kružnici	s_a	[mm]	0.39686		0.48519
Šířka mezery na valivé kružnici	e_w	[mm]	0.84539		0.72541
Výška paty	h_f	[mm]	0.70741		0.54097
hlavy	h_a	[mm]	0.41500		0.52500
zubu	h	[mm]	1.12241		1.06597
Společná šířka kol	b	[mm]		3.000	
Délka evolventy	ev	[mm]	0.95833		1.04491
Měrný skluz na patě		[-]	-0.62803		-0.17625
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.14984		0.38576
Poměr b/d	ψ_d	[-]	0.154		-0.059
Poměr b/ m_n	ψ_m	[-]		6.000	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1.86264	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		0	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		1.86264	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		3.00000	
Celková délka dotyku minim.	$L_{\Sigma min}$	[mm]		3.00000	
Celková délka dotyku maxim.	$L_{\Sigma max}$	[mm]		6.00000	
Počet zubů nástroje Fellow	z_0	[-]	35		
Korekce nástroje	x_0	[-]	0		
Poměrný rádius paty nástroje	ρ'_{f0}	[-]	0.38000		
Průměr kr.zač.evolventy nástroje	d_{L0}	[mm]	16.72720		
Osová vzdálenost výrobní	a_{w0}	[mm]		-16.66597	
Měřená konstant. tloušťka zubu	s_c	[mm]	0.64055		0.74650
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	h_c	[mm]	0.29843		0.38797
Kontrolní rozměr přes kuličky	M	[mm]	14.60700		20.73003
Průměr kuličky	d_t	[mm]	1.27869		0.91465
Poměrná výška hlavy profilu	h'_a	[-]	1.00000		1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	c'	[-]	0.25000		0.25000
Poměrný rádius paty profilu	ρ'_f	[-]	0.38000		0
Úhel profilu	α_n	[°]		20.00000	

Příloha 1.5

Zadání

Návrh geometrie ozubených kol

Výpočet druhého stupně planetového převodu mezi

Satelit: $z_{21}=27$ Koruna: $z_3=-102$

Geometrický výpočet ozubení

Zadání | *Míry ozubení* | ☐ Vnější | ☒ Vnitřní | ☐ Kuželové | Fellow

Povinný vstup :

Normální modul	m_n	0.5	[mm]
Počet zubů pastorku	z_1	27	
Počet zubů kola	z_2	-102	
Sklon zubů roztečný	β	0.0000	[°]
Společná šířka zubů	b	3	[mm]

Výpočetní vstup :

Součet korekcí	x_Σ	0.000000	
Korekce pastorku	x_1	-0.164824	
Korekce kola	x_2	0.164824	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	-18.750000	[mm]
Úhel záběru valivý čelní	α_{tw}	20.000000	[°]
Boční vůle	j_n	0.000	[mm]

Základní profil :

☒ Standard | ☐ Nestandard | ☐ Kruhová pata

Poměrná výška hlavy pastorku	h_{a1}^*	1.0000	
Poměrná výška hlavy kola	h_{a2}^*	1.0000	
Poměrná hlavová vůle pastorku	c_1^*	0.2500	
Poměrná hlavová vůle kola	c_2^*	0.2500	
Poměrný rádius paty pastorku	ρ_{f1}^*	0.3800	
Poměrný rádius paty kola	ρ_{f2}^*	0.0000	
Úhel profilu	α_n	20.0000	[°]

Nepovinný vstup :

Hlavový průměr pastorku	d_{a1}	14.33000	[mm]
Hlavový průměr kola	d_{a2}	49.95000	[mm]

Výpočetní hlavové průměry

Nuluj | Rozděl korekce | Vyr.skluzy

KOMPLEXNÍ KONTROLA | Uložit vstupy | Načíst vstupy | Help | Konec

Pro výrobu je daleko výhodnější, aby korunové kolo pro oba typy satelitů měla stejné geometrické parametry. Proto u druhého stupně musím začít od koruny a zadat stejné korekce, které vyšly v předchozím výpočtu pro korunu.

Příloha 1.6

		<i>Rozměr</i>	<i>PASTOREK</i>		<i>KOLO</i>
Typ ozubení			Vnější		Vnitřní
Normální boční vůle	j_n	[mm]		0.0000	
Počet zubů	z	[-]	27		-102
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	27.000		-102.000
Normální modul	m_n	[mm]		0.500	
Čelní modul	m_t	[mm]		0.500	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		0	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		0	
Úhel profilu čelní	α_t	[°]		20.00000	
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]		20.00000	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]		-18.75000	
Osová vzdálenost roztečná	a	[mm]		-18.75000	
Jednotková korekce	x	[-]	-0.16482		0.16482
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	-0.08241		0.08241
Součet jednotkových korekcí	x_Σ	[-]		0	
Jednotkové přisunutí kol	Δy	[-]		0	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	12.08518		-52.08194
základní kružnice	d_b	[mm]	12.68585		-47.92432
kr.začátku evolventy	d_L	[mm]	12.74358		-51.91636
valivé kružnice	d_w	[mm]	13.50000		-51.00000
roztečné kružnice	d	[mm]	13.50000		-51.00000
hlavové kružnice	d_a	[mm]	14.33000		-49.95000
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---		1.29553
základní kružnici	s_b	[mm]	0.87073		0.08012
začátku evolventy	s_L	[mm]	0.87102		1.22181
valivé kružnici	s_w	[mm]	0.72541		0.84539
roztečné kružnici	s	[mm]	0.72541		0.84539
hlavové kružnici	s_a	[mm]	0.38700		0.48519
Šířka mezery na valivé kružnici	e_w	[mm]	0.84539		0.72541
Výška paty	h_f	[mm]	0.70741		0.54097
hlavy	h_a	[mm]	0.41500		0.52500
zubu	h	[mm]	1.12241		1.06597
Společná šířka kol	b	[mm]		3.000	
Délka evolventy	ev	[mm]	0.87535		1.04491
Měrný skluz na patě		[-]	-1.97038		-0.29180
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.22589		0.66334
Poměr b/d	ψ_d	[-]	0.222		-0.059
Poměr b/ m_n	ψ_m	[-]		6.000	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1.83254	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		0	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		1.83254	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		3.00000	
Celková délka dotyku minim.	L_{smin}	[mm]		3.00000	
Celková délka dotyku maxim.	L_{smax}	[mm]		6.00000	
Počet zubů nástroje Fellow	z_0	[-]	35		
Korekce nástroje	x_0	[-]	0		
Poměrný rádius paty nástroje	ρ_{f0}^*	[-]	0.38000		
Průměr kr.zač.evolventy nástroje	d_{L0}	[mm]	16.72720		
Osová vzdálenost výrobní	a_{w0}	[mm]		-16.66597	
Měřená konstant. tloušťka zubu	s_c	[mm]	0.64055		0.74650
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	h_c	[mm]	0.29843		0.38797
Kontrolní rozměr přes kuličky	M	[mm]	0		0
Průměr kuličky	d_t	[mm]	0		0
Poměrná výška hlavy profilu	h_a^*	[-]	1.00000		1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	c^*	[-]	0.25000		0.25000
Poměrný rádius paty profilu	ρ_f^*	[-]	0.38000		0
Úhel profilu	α_n	[°]		20.00000	

Příloha 1.7

Zadání

Návrh geometrie ozubených kol

Satelit: $z_{21}=27$ Centrální kolo: $z_{22}=48$

Geometrický výpočet ozubení

Zadání | *Měry ozubení* | ☒ Vnější | ☐ Vnitřní | ☐ Kuželové

Povinný vstup :

Normální modul	m_n	0.5	[mm]
Počet zubů pastorku	z_1	27	
Počet zubů kola	z_2	48	
Sklon zubů roztečný	β	0.0000	[°]
Společná šířka zubů	b	3	[mm]

Výpočetní vstup :

Součet korekcí	x_Σ	0.000000	
Korekce pastorku	x_1	-0.164824	
Korekce kola	x_2	0.164824	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	18.750000	[mm]
Úhel záběru valivý čelní	α_{tw}	20.000000	[°]
Boční vůle	j_n	0.000	[mm]

Základní profil :

☒ Standard | ☐ Nestandard | ☐ Kruhová pata

Poměrná výška hlavy pastorku	h_{a1}^*	1.0000	
Poměrná výška hlavy kola	h_{a2}^*	1.0000	
Poměrná hlavová vůle pastorku	c_1^*	0.2500	
Poměrná hlavová vůle kola	c_2^*	0.2500	
Poměrný rádius paty pastorku	ρ_{f1}^*	0.3800	
Poměrný rádius paty kola	ρ_{f2}^*	0.3800	
Úhel profilu	α_n	20.0000	[°]

Nepovinný vstup :

Hlavový průměr pastorku	d_{a1}	14.33000	[mm]
Hlavový průměr kola	d_{a2}	25.16482	[mm]

Výpočetní hlavové průměry

KOMPLEXNÍ KONTROLA | Uložit vstupy | Načíst vstupy | Help | Konec

Výsledky geometrické kontroly soukolí

Nebezpečně vysoká hodnota měrného skluзу na patě pastorku - -2.780

Zpět | Tabulka rozměrů | Help

Při geometrické kontrole jsem se pokusil vypočítat planetové soukolí z opačné strany. Výpočet jsem začal od výstupu převodovky od centrálního kola $z_{11} = 48$ a satelitu $z_{21} = 27$. Při vyrovnaných skluzech následně vychází jiné korekce, které pak zadávám i pro výpočet korunového kola. To má pak jiné parametry než ve výše uvedeném výpočtu. Na konci tohoto výpočtu ovšem nevyhoví opět pastorek, kde jsou vysoké hodnoty měrných skluzů na patě pastorku. Tato hodnota je přitom daleko vyšší -3,86, proto jsem nechal variantu od vstupní strany, kde měrné skluzy sice přesahují dovolenou mez, ale pro obvodové rychlosti, které jsou u těchto kol je to vyhovující.

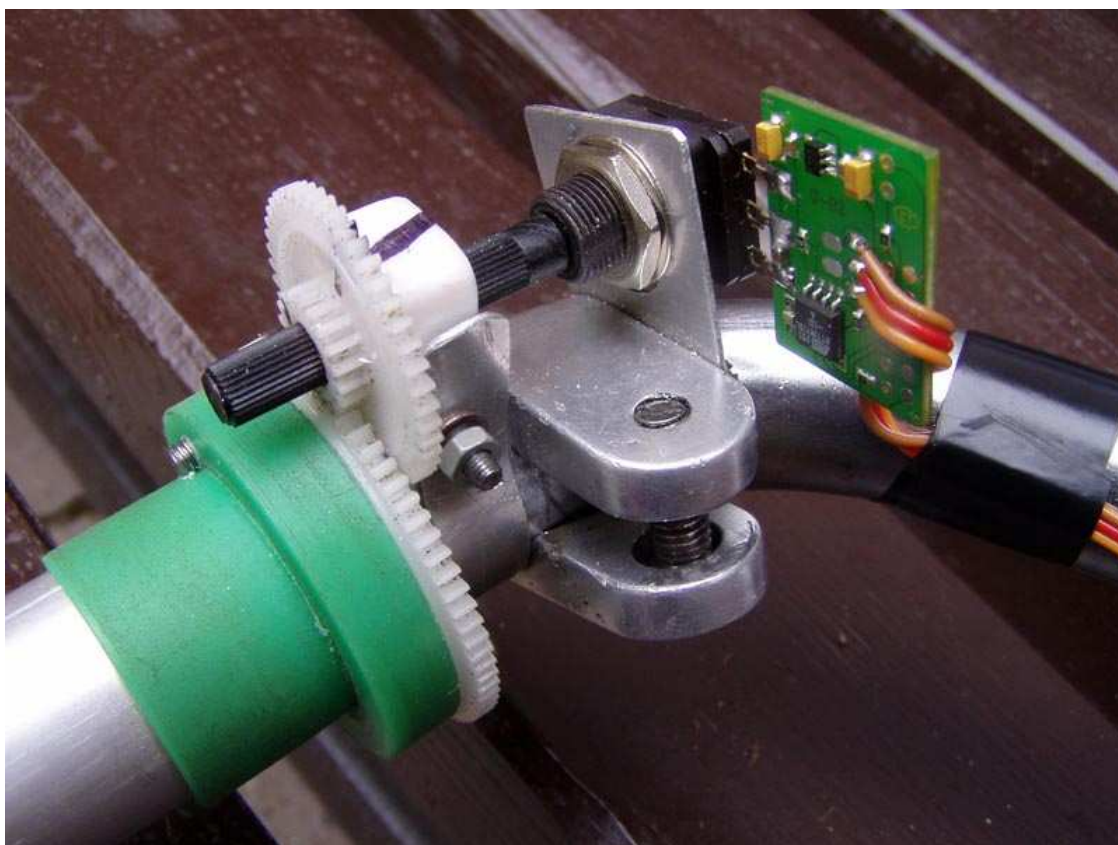
Příloha 1.8

		<i>Rozměr</i>	<i>PASTOREK</i>		<i>KOLO</i>
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normální boční vůle	j_n	[mm]		0.0000	
Počet zubů	z	[-]	27		48
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	27.000		48.000
Normální modul	m_n	[mm]		0.500	
Čelní modul	m_t	[mm]		0.500	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		0	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		0	
Úhel profilu čelní	α_t	[°]		20.00000	
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]		20.00000	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]		18.75000	
Osová vzdálenost roztečná	a	[mm]		18.75000	
Jednotková korekce	x	[-]	-0.16482		0.16482
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	-0.08241		0.08241
Součet jednotkových korekcí	x_Σ	[-]		0	
Jednotkové přisunutí kol	Δy	[-]		0	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	12.08518		22.91482
základní kružnice	d_b	[mm]	12.68585		22.55262
kr.začátku evolventy	d_L	[mm]	12.74358		23.27822
valivé kružnice	d_w	[mm]	13.50000		24.00000
roztečné kružnice	d	[mm]	13.50000		24.00000
hlavové kružnice	d_a	[mm]	14.33000		25.16482
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---		1.10504
základní kružnici	s_b	[mm]	0.87073		1.13054
začátku evolventy	s_L	[mm]	0.87102		1.04205
valivé kružnici	s_w	[mm]	0.72541		0.84539
roztečné kružnici	s	[mm]	0.72541		0.84539
hlavové kružnici	s_a	[mm]	0.38700		0.37142
Šířka mezery na valivé kružnici	e_w	[mm]	0.84539		0.72541
Výška paty	h_f	[mm]	0.70741		0.54259
hlavy	h_a	[mm]	0.41500		0.58241
zubu	h	[mm]	1.12241		1.12500
Společná šířka kol	b	[mm]		3.000	
Délka evolventy	ev	[mm]	0.84642		1.01311
Měrný skluz na patě		[-]	-2.78047		-0.92310
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.48001		0.73548
Poměr b/d	ψ_d	[-]	0.222		0.125
Poměr b/ m_n	ψ_m	[-]		6.000	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1.69488	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		0	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		1.69488	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		3.00000	
Celková délka dotyku minim.	L_{smin}	[mm]		3.00000	
Celková délka dotyku maxim.	L_{smax}	[mm]		6.00000	
Čelní rozteč	p_t	[mm]		1.57080	
Čelní rozteč základní	p_{tb}	[mm]		1.47607	
Kontrolní rozměr přes zuby	W	[mm]	-0.60533		-0.34553
Počet měřených zubů	z_w	[-]	0		0
Minimální šířka kola pro měření	b_{min}	[mm]	---		---
Měřená konstant. tloušťka zubu	s_c	[mm]	0.64055		0.74650
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	h_c	[mm]	0.29843		0.44656
Kontrolní rozměr přes kuličky	M	[mm]	0		0
Průměr kuličky	d_t	[mm]	0		0
Poměrná výška hlavy profilu	h_a^+	[-]	1.00000		1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	c^+	[-]	0.25000		0.25000
Poměrný radius paty profilu	ρ_f^+	[-]	0.38000		0.38000
Úhel profilu	α_n	[°]		20.00000	

Příloha 1.9



Příloha 2.0



Příloha 2.1

